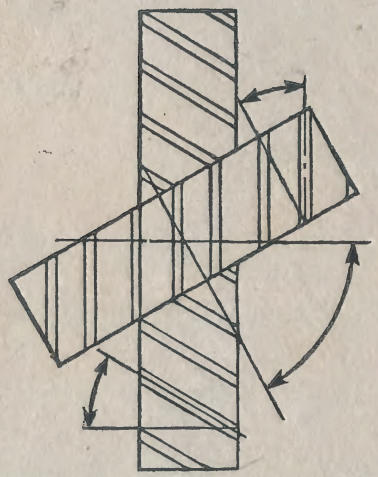
А 73

КНИГА•2

СПРАВОЧНИК КОНСТРУКТОРА-МАШИНОСТРОИТЕЛЯ

БИБЛИОТЕКА КОНСТРУКТОРА



В. И. АНУРЬЕВ

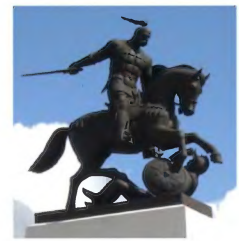
КНИГА•2 СПРАВОЧНИК КОНСТРУКТОРА–МАШИНОСТРОИТЕЛЯ

В. И. АНУРЬЕВ

СПРАВОЧНИК КОНСТРУКТОРА-МАШИНОСТРОИТЕЛЯ

Издание 4-е, переработанное и дополненное
в двух книгах

КНИГА 2



Москва
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
1974

А 73
УДК 621.001.2(031)

Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. Изд. 4-е, переработанное и доп. Кн. 2. М., «Машиностроение» (Библиотека конструктора) 576 с.

4-е издание справочника (3-е изд. 1968 г.) дополнено сведениями о редукторах, гидравлических, пневматических устройствах, электрооборудовании. Приведены качественные показатели материалов, деталей, узлов и комплектующих изделий. Некоторые сведения заменены новыми. Для удобства пользования справочник выпускается в двух книгах.

Во 2-й книге приведены справочные сведения об осях и валах, подшипниках, муфтах, зубчатых, червячных, цепных, ременных, винтовых передачах, редукторах, разъемных и неразъемных соединениях, пружинах, гидравлических и пневматических устройствах, трубопроводах и их соединениях, уплотнительных устройствах, электрооборудовании.

Справочник предназначен для инженеров и техников-конструкторов. Он может быть полезен также студентам машиностроительных вузов и техникумов. Ил. 118, табл. 493.

Василий Иванович Анурьев

СПРАВОЧНИК КОНСТРУКТОРА-МАШИНОСТРОИТЕЛЯ

кн. 2

Редактор издательства *А. Г. Сазонов*

Технические редакторы *В. Д. Элькинд* и *А. И. Захарова.* Корректор *Л. В. Асташенок*

Переплет художника *А. Я. Михайлова*

Подписано к печати 2/I 1974 г. Т-02802. Формат 60×90¹/₁₆. Бумага типографская № 3. Печ. л. 36,0. Уч.-изд. л. 45,8. Тираж 100 000 экз. Заказ 1228. Цена 2 р. 39 к.

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ» 107885, Москва, Б-78, 1-й Басманный пер., 3

Ордена Трудового Красного Знамени Ленинградская типография № 1 «Печатный Двор» имени А. М. Горького Союзполиграфпрома при Государственном комитете Совета Министров СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли, 197136, Ленинград, П-136, Гатчинская ул., 26.

А $\frac{31301\text{-}607}{038(01)\text{—}74}$ 44—73

© Издательство «Машиностроение», 1974 г.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Глава I

ОСИ И ВАЛЫ

Оси 6
Типы, конструкция и размеры . 6
Расчет осей 8
Валы 8
Концы валов 8
Расчет валов 10
Расчет на прочность 10
Расчет на жесткость 12
Определение крутящего момента 13
Определение нагрузок на валы 13
Определение реакций опор и изгибающих моментов . 16
Пример расчета 18
Дополнительные источники 21

Глава II

ПОДШИПНИКИ

Подшипники скольжения 22
Основные виды трения скольжения
Приближенный расчет (проверка) радиального подшипника 25
Втулки и вкладыши подшипников 30
Корпусы подшипников с двумя крепежными отверстиями . 37
Расчет упорного подшипника . 39
Пластмассовые подшипники 40
Подшипники качения 40
Характеристики основных типов подшипников 43
Классы точности подшипников 44
Выбор подшипников качения . . 45
Расчет долговечности подшипника 45
Условная нагрузка 46
Выбор радиальных шарико- и роликоподшипников 50
Выбор радиально-упорных подшипников 51
Выбор упорных подшипников . . 51
Выбор подшипников, работающих при переменной нагрузке и переменном числе оборотов 51
Выбор подшипников на статическую нагрузку 55
Выбор подшипников по таблице условных нагрузок 60
Посадки для подшипников качения 60
Классификация посадок 62
Выбор посадок 68
Размеры и основные характеристики подшипников 84
Примеры конструкций подшипниковых узлов 88
Корпусы подшипников качения 92
Дополнительные источники

Глава III

МУФТЫ

Постоянные муфты 94
Кулачковые сцепные муфты 123
Муфты с V-образным мелким (мышиным) зубом . 127
Муфты трения 128
Обгонные роликовые муфты . 129
Предохранительные муфты 141
Дополнительные источники 147

Глава IV

ЗУБЧАТЫЕ И ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Зубчатые передачи 148
Основные элементы зубчатого зацепления 148
Геометрический расчет зубчатых передач 150
Цилиндрические зубчатые передачи 150
Цилиндрические прямозубые некорригированные колеса . 150
Допуски на изготовление прямозубых и узких косозубых цилиндрических колес . . . 152
Цилиндрические косозубые некорригированные колеса с внешним зацеплением . . . 155
Толщина зуба по длине общей нормали 155
Толщина зуба по постоянной хорде 160
Цилиндрические винтовые зубчатые передачи 160
Конструкция цилиндрических зубчатых колес . 162
Реечная передача 165
Расчет реек 165
Допуски на изготовление зубчатых реек 165
Конические зубчатые передачи 167
Конические прямозубые передачи 167
Допуски на изготовление конических зубчатых колес 171
Конические передачи с круговым зубом 176
Конструкция конических зубчатых колес 182
Примеры выполнения элементов зацепления конических зубчатых колес на рабочих чертежах 183
Расчет прямозубых и косозубых цилиндрических и прямозубых конических колес на прочность 187
Корригирование зубчатого зацепления 191
Корригирование прямозубых колес 191

Корригирование косозубых цилиндрических колес . . . 207
Корригирование конических колес 207
Червячные передачи 209
Основные параметры и размеры 209
Допуски на изготовление . . . 220
Конструкция червячных колес 225
Расчет на прочность 225
Примеры выполнения элементов зацепления на рабочих чертежах цилиндрических червяков и червячных колес 228
Дополнительные источник 229

Глава V

ЦЕПНЫЕ И РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Цепные передачи 230
Приводные роликовые и втулочные цепи 230
Звездочки для приводных цепей 233
Основные условия применения передач приводными цепями . . . 240
Расчет роликовой цепной передачи 242
Тяговые пластинчатые цепи . . 243
Звездочки для тяговых пластинчатых цепей 250
Приводные зубчатые цепи . . . 253
Звездочки для приводных зубчатых цепей . . . 256
Ременные передачи 261
Плоскоременная передача 261
Типы передач и выбор ремня 261
Передачи с хлопчатобумажными цельнотканными ремнями . . . 263
Приводные хлопчатобумажные цельнотканые пропитанные ремни 263
Расчет передачи 263
Передачи с тканевыми прорезиненными ремнями 269
Плоские приводные тканевые прорезиненные ремни 269
Расчет передачи . 269
Быстроходные передачи . 270
Давление на валы . 274
Шкивы 276
Клиноременная передача . . . 278
Приводные клиновые ремни 278
Шкивы 280
Расчет и конструирование передачи 283
Особые виды клиноременных передач 287
Дополнительные источники 288

Глава VI

ВИНТОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ И ХРАПОВОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ

Винтовые передачи . . . 289
Расчет ходовых винтов 289
Расчет грузовых винтов 291
Храповое зацепление 295
Виды храповиков 295
Расчет храповиков 296

Глава VII

РАЗЪЕМНЫЕ И НЕРАЗЪЕМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Винтовые соединения 298
Ненапряженные соединения 298
Напряженные соединения 299
Болты с поперечной нагрузкой 299
Разгрузочные устройства . . . 300
Болты клеммовых соединений 300
Крепление крышек 301
Крепление стыков . . . 302
Кольцевая форма стыка 303
Болты с эксцентричной нагрузкой 304
Шпоночные соединения . . 304
Призматические шпонки 304
Сегментные шпонки 312
Выбор шпонок для ступенчатых валов 313
Расчет шпонок 313
Допуски и посадки призматических и сегментных шпоночных соединений 314
Шлицевые соединения . . . 316
Прямобочные соединения 316
Допуски и посадки 317
Треугольные зубчатые соединения 323
Расчет на прочность . 327
Заклепочные соединения 329
Заклепки нормальной точности 329
Заклепки повышенной точности 331
Основные параметры заклепочных соединений 335
Расчет заклепочных соединений 336
Пустотелые и полупустотелые заклепки 337
Сварные соединения 341
Швы сварных соединений 341
Электроды 341
Расчет прочности сварных соединений 341
Допускаемые напряжения для сварных швов 345
Примеры расчета прочности сварных соединений 346
Дополнительные источники 347

Глава VIII

ПРУЖИНЫ

Винтовые цилиндрические пружины сжатия и растяжения . . . 348
Классы и разряды пружин . 348
Материалы для пружин 350
Расчет пружин . . 353
Параметры пружин . 360
Конструкция пружин 379
Пружины кручения из круглой проволоки 381
Пластинчатые пружины изгиба 384
Плоские спиральные пружины 386
Тарельчатые пружины 389
Дополнительные источн 392

Глава IX

ТРУБОПРОВОДЫ И СОЕДИНЕНИЯ

Общие сведения 393
Внутренний диаметр трубопровода 393
Монтаж трубопроводов 393
Радиусы изгиба труб 396
Трубы . 398
Рукава 403
Рукава высокого давления с заделками 403
Резино-тканевые напорные рукава 405
Гибкие металлические гермстичные рукава с подвижным швом 406
Трубки 407
Резиновые технические трубки 407
Гибкие трубки из пластиката 408
Соединения для трубопроводов . . . 409
Соединения для рукавов и шлангов 409
Хомут для шланга 421

Соединительные стальные части (фитинги) для трубопроводов 413
Соединительные части из ковкого чугуна с цилиндрической резьбой для трубопроводов 415
Соединительные части (фитинги) для гидроприводов 418
Соединения с развальцовкой трубы на $p_y = 64$ кГ/см² 420
Стальные плоские приварные фланцы 442
Дополнительные источники 444

Глава X

УПЛОТНИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

Уплотнения неподвижных соединений . . . . . .
Уплотнения для труб и резьбовых соединений 445
Резиновые кольца круглого сечения для уплотнения гидравлических и пневматических устройств 448
Уплотнения подвижных соединений 458
Сальниковые войлочные кольца 458
Канавочные уплотнения . . 461
Маслоотжимающие канавки 461
Лабиринтные уплотнения . 461
Защитные шайбы 462
Маслоотражательные кольца и канавки 463
Комбинированные уплотнения 465
Резиновые армированные манжеты для валов 465
Резино-тканевые шевронные многорядные уплотнения 469
Полиамидные шевронные многорядные уплотнения для гидравлических устройств 472
Резиновые уплотнительные манжеты (воротники) для гидравлических устройств 478
Посадочные места для резиновых уплотнительных манжет (воротников) 480
Резиновые манжеты уменьшенного сечения для гидравлических устройств 482
Резиновые уплотнительные манжеты для пневматических устройств 489
Резиновые уплотнительные кольца прямоугольного сечения для гидравлических устройств . . . 494
Резиновый шнур круглого и прямоугольного сечения 497
Сальниковые устройства . 499
Сальниковые набивки . 499

Глава XI

РЕДУКТОРЫ

Цилиндрические горизонтальные двухступенчатые редукторы общего назначения 501
Червячные цилиндрические редукторы общего назначения РЧУ . . . 507
Червячные редукторы типа РЧН и РЧП 515

Глава XII

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ И ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ УСТРОЙСТВА

Общие сведения 520
Основные параметры гидравлических и пневматических цилиндров и аппаратуры 520
Условные проходы 520
Условные, пробные и рабочие давления для арматуры и соединительных частей трубопроводов 521
Расход жидкости или сжатого воздуха 521
Гидравлические устройства 523
Фильтры 523
Гидравлические цилиндры 525
Пневматические устройства 527
Цилиндры на давление 10 кГ/см² 527
Вращающиеся цилиндры 536
Аппаратура 539
Дополнительные источники 543

Глава XIII

ЭЛЕКТРИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Электродвигатели асинхронные серии А2 и АО2 (АОЛ2) 544
Кнопки управления, станции 551
Пакетные переключатели, путевые переключатели и выключатели 553
Путевые выключатели серий ВПК 556
Светофоры и кронштейны местного освещения 566
Дополнительные источники . 567
Перечень ГОСТов, ОСТов и МН 568
Предметный указатель 572

ГЛАВА 1

ОСИ И ВАЛЫ

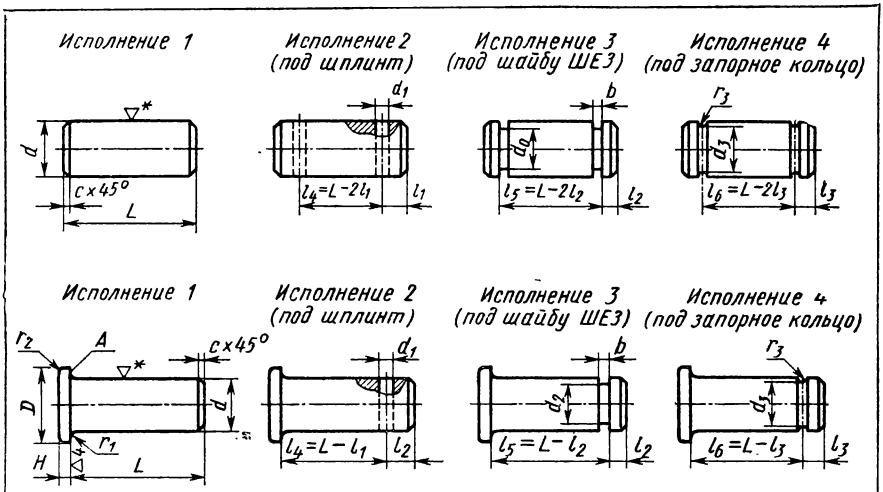
ОСИ

Типы, конструкция и размеры

По ГОСТу 9650—71 (табл. 1) изготовляют оси двух типов: 1 — гладкие, 2 — с буртиком. Они предназначены для соединений в механизмах общего назначения.

1. Оси по ГОСТу 9650—71

Размеры в мм



d (отклонение по X_3, X_4, $C_4 = B_1$, X_5, C_6)	d_1	l_1	d_2	l_2	b	d_3 Номинал	d_3 Отклонение	l_3	r_3	D нормальный	D увеличенный	H Номинал	H Отклонение	r_1	r_2	c
6	1,6	4	4	1,5	1,5	5,6	−0,1	3	0,4	10	—	2	±0,25	0,4	0,6	0,6
8	2	5				7,6				12						
10	2,5		8	2,5		9,6		4		14		2,5		0,6		1,0
12	3,2					11,4			0,6	16	20					
14			10	3	2,0	13,4				18	22					
16						15,0			1	20	25	3				
18	4,0	6	14			17,0				22	28					
20						18,8	−0,2		1,2	25	30		±0,3	1,0	1,0	1,6
22	5,0		18	3,5	2,5	20,8		6		28	36	4				
24			—	—	—	—		—	—	30	—					
25			20	3,5	2,5	23,8		6	1,2	32	38	5				
28						26,8				36	40					
30	6,3	8	24	4,5		28,8		8		38	45					
32										40						
36			28	5,0	3,0	—	—	—	—	45	50	6			1,6	2,5
40			32							50	55			1,6		
45	8,0	10	36							55	60	7	±0,36		2,5	
50			40	5,5	3,5					60	65					

Продолжение табл. 1

L при d в *мм*																	
6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	25	28	30	32	36	40	45	50
14 16 18	16 18 20	18 20 22	20 22 25	22 25 28	25 28 30	25 28 30	30 32 36	32 36 40	36 40 45	40 45 50	45 50 55	55 60 65	60 65 70	70 75 80	75 80 85	80 85 90	90 95 100
20 22 25 28 30	22 25 28 30 32	25 28 30 32 36	28 30 32 36 40	30 32 36 40 45	32 36 40 45 50	32 36 40 45 50	40 45 50 55 60	45 50 55 60 65	50 55 60 65 70	55 60 65 70 75	60 65 70 75 80	70 75 80 85 90	75 80 85 90 95	85 90 95 100 105	90 95 100 105 110	95 100 105 110 115	105 110 115 120 130
32 36 40 45 50	36 40 45 50 55	40 45 50 55 60	45 50 55 60 65	50 55 60 65 70	55 60 65 70 75	55 60 65 70 75	65 70 75 80 85	70 75 80 85 90	75 80 85 90 95	80 85 90 95 100	85 90 95 100 105	95 100 105 110 115	100 105 110 115 120	110 115 120 130 140	115 120 130 140 150	120 130 140 150 160	140 150 160 170 180
55 60 65 70 75 80	60 65 70 75 80 85	65 70 75 80 85 90	70 75 80 85 90 95	75 80 85 90 95 100	80 85 90 95 100 105	80 85 90 95 100 105	90 95 100 105 110 115	95 100 105 110 115 120	100 105 110 115 120 130	105 110 115 120 130 140	110 115 120 130 140 150	120 130 140 150 160 170	130 140 150 160 170 180	150 160 170 180 190 200	160 170 180 190 200 210	170 180 190 200 210 220	190 200 210 220 240 250
	90 95 100 105	95 100 105 110 115 120 130 140	100 105 110 115 120 130 140 150	105 110 115 120 130 140 150 160	110 115 120 130 140 150 160 170	110 115 120 130 140 150 160 170	120 130 140 150 160 170 180 190	130 140 150 160 170 180 190 200	140 150 160 170 180 190 200 210	150 160 170 180 190 200 210 220	160 170 180 190 200 210 220 240	180 190 200 210 220 240 250 300	190 200 210 220 240 250 300	210 220 240 250 300	220 240 250 300	240 250 300	300
		150	160 170 180 190 200 210	170 180 190 200 210 220	180 190 200 210 220 240	180 190 200 210 220 240	200 210 220 240 250 300	210 220 240 250 300	220 240 250 300	240 250 300	250 300						
			220 240	240 250	250 300	250 300											

Отклонение l_4, l_5, l_6			
± 0,25	± 0.4	± 0.5	± 0,80

ГОСТ 9650—71 предусматривает $d = 3 \div 100$ *мм*.

Пример обозначения оси типа 1, исполнения 3, диаметром $d = 20$ *мм*, с ходовой посадкой 5-го класса точности, длиной $L = 55$ *мм*, из стали Ст3 без термообработки:

Ось 13—20X_5 × 55. Ст3 ГОСТ 9650—71.

То же, типа 2, из стали 40Х, с цинковым покрытием толщиной 15 *мкм*:

Ось 23—20X_5 × 55. 40Х.Ц15 ГОСТ 9650—71.

То же, типа 2, с увеличенным буртиком диаметром $D = 30$ *мм*, из стали 20, с цементацией на глубину 0,5 *мм*, с твердостью *HRC* 42, с окисным покрытием по ГОСТу 9791—68:

Ось 23—20X_5 × 55—30.20.4.05.42.ОКС ГОСТ 9650—71.

Технические требования на оси

Шероховатость поверхностей осей в зависимости от диаметра и полей допуска

d в мм	Поля допусков			
	X_3	X_4	$C_4 = B_4$	X_5, C_5
3—10	▽6	▽6	▽6	▽5
12—50	▽6	▽5	▽5	▽4
55—100	▽5	▽5	▽5	▽4

Неуказанные отклонения размеров: охватывающих — по A_7, охватываемых — по B_7, прочих $\pm\frac{1}{2}$ допуска 7-го класса.

Оси изготовляют из стали по ГОСТам 380—71, 1050—60, 4543—71 и 5632—61. Вид покрытия — по ГОСТам 8791—68 и 14623—69.

Допускается изготовлять оси с закруглением на конце стержня радиусом, равным размеру фаски c, и с фаской на наружном диаметре буртика, равной радиусу r_2, а оси типа 2 с канавкой для выхода шлифовального круга по ГОСТу 8820—69.

Расчет осей

Ось не передает вращающего момента, а воспринимает только поперечные нагрузки.

Оси рассчитывают только на изгиб.

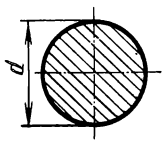


Рис. 1

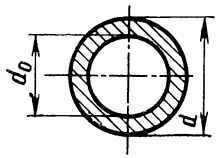


Рис. 2

Расчетные формулы:
для круглых сплошных осей (рис. 1)

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_u}{0{,}1\,[\sigma_{из}]}}$$

или

$$M_u = 0{,}1 d^3\,[\sigma_{из}];$$

для круглых полых осей (рис. 2)

$$M_u = 0{,}1\,\frac{d^4 - d_0}{d}\,[\sigma_{из}],$$

где M_u — изгибающий момент в $кГ \cdot мм$; $[\sigma_{из}]$ — допускаемое напряжение на изгиб в $кГ/мм^2$ (см. табл. 5); d и d_0 — соответственно наружный и внутренний диаметры полой оси.

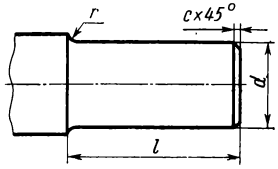
ВАЛЫ

Концы валов

Концы валов предназначены для посадки деталей, передающих крутящий момент в машинах, механизмах и приборах. Они выпускаются следующих исполнений: цилиндрические (табл. 3) — 1 — длинные и 2 — короткие, конические (табл. 4) —1 — с наружной резьбой и 2 — с внутренней резьбой.

3. Цилиндрические концы валов
(по ГОСТу 12080—66)

Размеры в *мм*



Шпонки для валов исполнения 1: сегментные по ГОСТу 8795—68 для вала диаметром d до 14 *мм*; призматические по ГОСТу 8789—68 для вала диаметром d свыше 12 *мм*; тангенциальные нормальные по ГОСТу 8795—68.
Шпонки для валов исполнения 2: призматические по ГОСТу 8789—68 при d до 30 *мм*, призматические высокие по ГОСТу 10748—68 и тангенциальные усиленные по ГОСТу 8797—68 при d свыше 30 *мм*.

d	l Исполнения 1	l Исполнения 2		
6	16	—	0,4	0,2
7				
8	20		0,6	0,4
9				
10	23	20		
11				
12	30	25	1,0	0,6
14				
16	40	28		
18				
20	50	36	1,6	1,0
22				
25	60			

d	l Исполнения 1	l Исполнения 2		
28	60	42	1,6	1,0
32	80	58	2,0	1,6
36				
40	110	82		
45				
50				2,0
60	140	105		
70				
80	170	130	3,0	
90				
100	210	165		
110				

ГОСТ 12080—66 предусматривает $d = 0{,}8 \div 340$ *мм*.

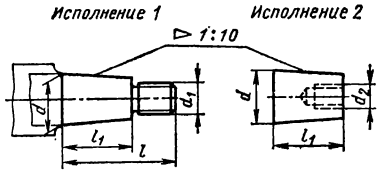
При применении валов малонагруженных передач (кроме концов валов электрических машин) для данного диаметра конца вала допускается уменьшение длины в пределах двух диапазонов длин выше фактического.

При сопряжении электрических двигателей и механизмов без промежуточных элементов для валов диаметром до 20 *мм* допускается увеличение длины концов валов в пределах двух диапазонов длин ниже фактического.

У основания свободного конца вала допускается наличие технологической канавки для выхода шлифовального круга по ГОСТу 8820—69.

4. Конические концы валов (по ГОСТу 12081—66)*

Размеры в *мм*



Шпонки сегментные по ГОСТу 8795—68 для d до 14 *мм*; призматические обыкновенные исполнения 1 по ГОСТу 8789—68 для d свыше 12 *мм*.

Отклонения конусности по 6-й степени точности ГОСТа 8908—58 с направлением отклонения в плюс.

В обоснованных случаях допускается изготовление концов валов: а) без шпоночных пазов; б) с левой резьбой.

d	l	l_1	Резьба		d	l	l_1	Резьба	
			d_1	d_2				d_1	d_2
7	16	10	М4	—	32	80	58	М20×1,5	М10
8	20	12	М5	—	36	80	58	М20×1,5	М12
9	20	12	М5	—	40	110	82	М24×2	М12
10	23	15	М6	—	45	110	82	М30×2	М16
11	23	15	М6	—	50	110	82	М36×3	М16
12	30	18	М8×1	М4	55	110	82	М36×3	М20
14	30	18	М8×1	М4	60	140	105	М42×3	М20
16	40	28	М10×1,25	М4	70	140	105	М48×3	М24
18	40	28	М10×1,25	М5	80	170	130	М56×4	М30
20	50	36	М12×1,25	М6	90	170	130	М64×4	М30
22	50	36	М12×1,25	М6	100	210	165	М72×4	М36
25	60	42	М16×1,5	М8	110	210	165	М80×4	М42
28	60	42	М16×1,5	М8	125	210	165	М90×4	М48

ГОСТ 12081—66 предусматривает $d = 3 \div 630$ *мм*.

* С 1 января 1975 г. вводится ГОСТ 12081—72

Расчет валов

Расчет на прочность

При расчете валов на жесткость диаметры их получаются больше, чем при расчете на прочность, и они работают преимущественно с невысокими напряжениями. Поэтому расчет валов целесообразно вести упрощенно, не учитывая динамический характер нагрузки, т. е. не вводя в формулы коэффициенты концентрации напряжений, характеристики циклов нагружения и т. п. Эти факторы учитывают приближенно соответствующим выбором допускаемых напряжений.

Валы на прочность рассчитывают по формуле

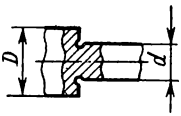
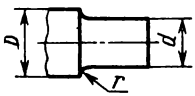
$$W \geqslant \frac{\sqrt{M_u^2 + 0{,}45M_к^2}}{[\sigma_{из}]}$$

или

$$[\sigma_{из}] = \frac{\sqrt{M_u^2 + 0{,}45M_к^2}}{W},$$

где W — момент сопротивления в опасном сечении в *мм*^{3}: $W = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0{,}1d^3$ для круглого сплошного сечения (рис. 1); $W = \frac{\pi d^3}{32}\left[1 - \frac{d_0^4}{d_4}\right] \approx 0{,}1\,\frac{d^4 - d_0^4}{d}$ для круглого полого сечения (рис. 2); $[\sigma_{из}]$ — допускаемое напряжение в *кГ/см*^{2} (табл. 5), определяемое при динамическом расчете стальных валов по пределу усталости с учетом факторов, вызывающих концентрацию напряжений, и диаметру вала; M_u — максимальный изгибающий момент в опасном сечении в *кГ·мм*:

5. Допускаемые напряжения $[\sigma_{из}]$ * в $кГ/см^2$ для стальных валов

Источник концентрации напряжений	Диаметр вала d в $мм$	Стали и термическая обработка				
		35, нормализованная, $\sigma_в = 52 \div 65$ $кГ/мм^2$; $\sigma_т \approx 30$ $кГ/мм^2$ $\sigma_1 \approx 25$ $кГ/мм^2$	45, нормализованная, $\sigma_в = 60 \div 75$, $\sigma_т \approx 34$, $\sigma_{-1} \approx 28$	45, улучшенная, $\sigma_в = 75 \div 90$, $\sigma_т \approx 35$ $\sigma_{-1} = 42 \div 52$, $\sigma_{-1} \approx 35$	40Х, улучшенная, $\sigma_в = 80 \div 100$, $\sigma_т \approx 40$ $\sigma_{-1} = 60 \div 80$, $\sigma_{-1} \approx 40$	40Х, закаленная до HRC 35—42, $\sigma_в = 110 \div 130$, $\sigma_т \approx 90$, $\sigma_{-1} \approx 50$
Насаженная на вал деталь (шестерня, шкив) с острыми кромками	30	700	750	850	900	950
	50	650	700	800	850	900
	100	600	650	750	800	850
Насаженное на вал кольцо подшипника качения	30	900	1000	1150	1200	1300
	50	850	950	1050	1100	1200
	100	750	850	1000	1000	1100
 Вал ступенчатой формы с острыми внутренними углами при $\frac{D}{d} \leqslant 1{,}2$	30	800	900	1050	1100	1150
	50	700	800	900	950	1000
	100	600	700	800	850	900
 Вал ступенчатой формы со скругленными внутренними углами при $\frac{r}{d} = 0{,}05$, $\frac{D}{d} \leqslant 1{,}2$	30	1100	1150	1350	1400	1500
	50	950	1000	1150	1200	1300
	100	850	900	1000	1050	1100

* В таблице приведены допускаемые напряжения при изгибе в случае отсутствия кручения, но они могут применяться и для расчета на сложное сопротивление по результирующему моменту, который можно определить по формуле $M_{пр} = \sqrt{M_и^2 + 0{,}45M_к^2}$.

В таблице обозначено $\sigma_в$ — предел прочности при растяжении; $\sigma_т$ — предел текучести; σ_{-1} — предел выносливости.

При составлении таблицы принято:

1) коэффициент безопасности равным 1,3;

2) уменьшение предела выносливости, определенного на малых образцах, для валов $d = 30$ $мм$ — 15—20%, для валов $d = 50$ $мм$ — 25—30% и для валов $d = 100$ $мм$ — 35—40% (меньшие значения относятся к ступенчатым валам из твердых легированных сталей, большие — к валам с насаженными деталями из более мягких сталей);

3) допускаемые напряжения при изгибе соответствуют спокойной работе (коэффициент динамичности равен единице).

Для валов, работающих с резко переменным режимом, при расчете по максимальной нагрузке, когда коэффициент долговечности меньше единицы, допускаемые напряжения следует соответственно понизить. Допускаемые напряжения можно повысить, увеличив прочность вала технологическими или конструктивными мероприятиями: местными упрочнениями, увеличением радиусов выкружек, применением разгрузочных канавок на ступицах сидящих деталей и т. п.

$$M_u = \sqrt{M_{u.г}^2 + M_{u.в}^2};$$

здесь $M_{u.г}$ и $M_{u.в}$ — максимальные изгибающие моменты в опасном сечении в $кГ \cdot мм$, действующие соответственно в горизонтальной и вертикальной плоскостях; $M_к$ — максимальный крутящий момент в опасном сечении в $кГ \cdot мм$;

$\sqrt{M_u^2 + 0{,}45M_к^2} = M_{пр}$ — максимальный приведенный (результирующий) момент в опасном сечении в $кГ \cdot мм$.

Диаметр вала из среднеуглеродистой стали ($\sigma_в = 5000 \div 8000$ $кГ/см^2$) при расчете на прочность приближенно определяют по следующим формулам:

при постоянной нагрузке и небольших изгибающих моментах (короткие валы из стали Ст5, Ст6 и 45)

$$d = 10\sqrt[3]{\frac{N}{n}} \text{ см}; \quad (1)$$

при переменной нагрузке и малых изгибающих моментах или при постоянной нагрузке и средних изгибающих моментах

$$d = 11\sqrt[3]{\frac{N}{n}} \text{ см}; \quad (2)$$

при переменной нагрузке и средних изгибающих моментах или при постоянной нагрузке и значительных изгибающих моментах (длинные валы)

$$d = 12\sqrt[3]{\frac{N}{n}} \text{ см}, \quad (3)$$

где N — передаваемая мощность в $квт$;

n — число оборотов вала в минуту.

Формулы составлены из расчета вала на кручение и обусловливают напряжения: формула (1) $\tau_{кр} = 500$ $кГ/см^2$; формула (2) $\tau_{кр} = 370$ $кГ/см^2$; формула (3) $\tau_{кр} = 285$ $кГ/см^2$. При наличии шпоночного паза в опасном сечении вала полученное значение необходимо увеличить на 5—10%.

Расчет на жесткость

Вал, рассчитанный из условий динамической прочности, может не обеспечить нормальной работы зубчатых колес и подшипников, если под действием передаваемых усилий он будет чрезмерно деформироваться.

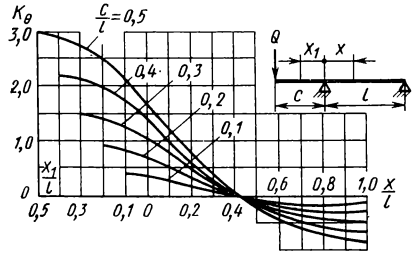


Рис. 3

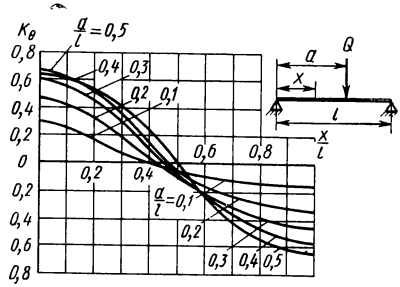


Рис. 4

Расчет на жесткость сводится к определению прогибов y (рис. 3—6), углов наклона оси вала θ и к сопоставлению их с допускаемыми. Допускаемый прогиб вала не должен превышать 0,0001—0,0005 расстояния между опорами или под зубчатыми колесами 0,01—0,03 модуля в $см$. Углы наклона оси вала в опорах не должны превышать 0,001 радиана при зубчатых колесах; то же в радиа-

нах не более: 0,0025 — для цилиндрических роликоподшипников; 0,0016 — для конических роликоподшипников; 0,005 — для однорядных шарикоподшипников; 0,05 — для сферических подшипников.

Угол наклона оси вала θ и прогиб вала y в расчетном сечении для двух основных схем нагружения (рис. 3—6) определяют по формулам:

$$\theta = \frac{Ql^2}{10^6 d^4} K_\theta \ рад; \qquad y = \frac{Ql^3}{10^6 d^4} K_y \ см,$$

где l и d в *см*; Q в *кГ*; K_θ и K_y — коэффициенты, учитывающие связь между точкой приложения силы и точкой, в которой определяют деформацию; берутся коэффициенты по графикам (рис. 3—6).

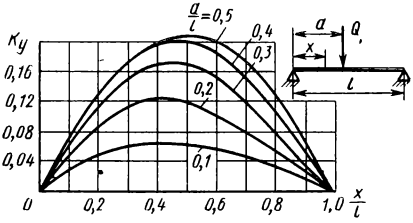


Рис. 5

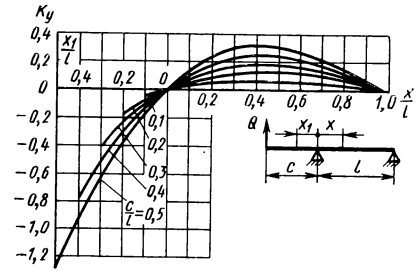


Рис. 6

Действительные деформации вала (согласно принципу наложения деформаций) определяют алгебраическим суммированием деформаций от каждой силы.

Для проверки вала на жесткость по углу закручивания, принимая $\varphi \approx \approx (4{,}4 \div 8{,}8) \cdot 10^{-3}$ *рад* ($\sim 0{,}25 \div 0{,}5°$) на 1 *м* длины вала, пользуются формулой

$$d \geqslant (10{,}5 \div 12{,}5) \sqrt[4]{\frac{N}{n}} \ см,$$

где N в *квт*, n в *об/мин*.

Определение крутящего момента

За расчетный момент принимают наибольший длительно действующий момент.

Расчетный крутящий момент на валу

$$M_к = \frac{M_д \eta}{i}; \qquad M_к = 97\,400 \frac{N_д \eta}{n},$$

где $M_д$ — крутящий момент в *кГ·см* на валу двигателя; $N_д$ — мощность в *квт* на валу двигателя; η — к. п. д. участка кинематической цепи от двигателя до рассчитываемого вала; $i = \frac{n}{n_0}$ — передаточное отношение от двигателя до вала; n — расчетное число оборотов вала в минуту; n_0 — число оборотов в минуту вала двигателя.

Для определения крутящего момента по мощности и числу оборотов можно пользоваться и номограммой (рис. 7).

Определение нагрузок на валы

За расчетную нагрузку принимают максимальную длительно действующую нагрузку.

Расчетную нагрузку определяют:

по мощности (задаваемой обычно на входе или выходе коробки передач), к. п. д. и скорости;

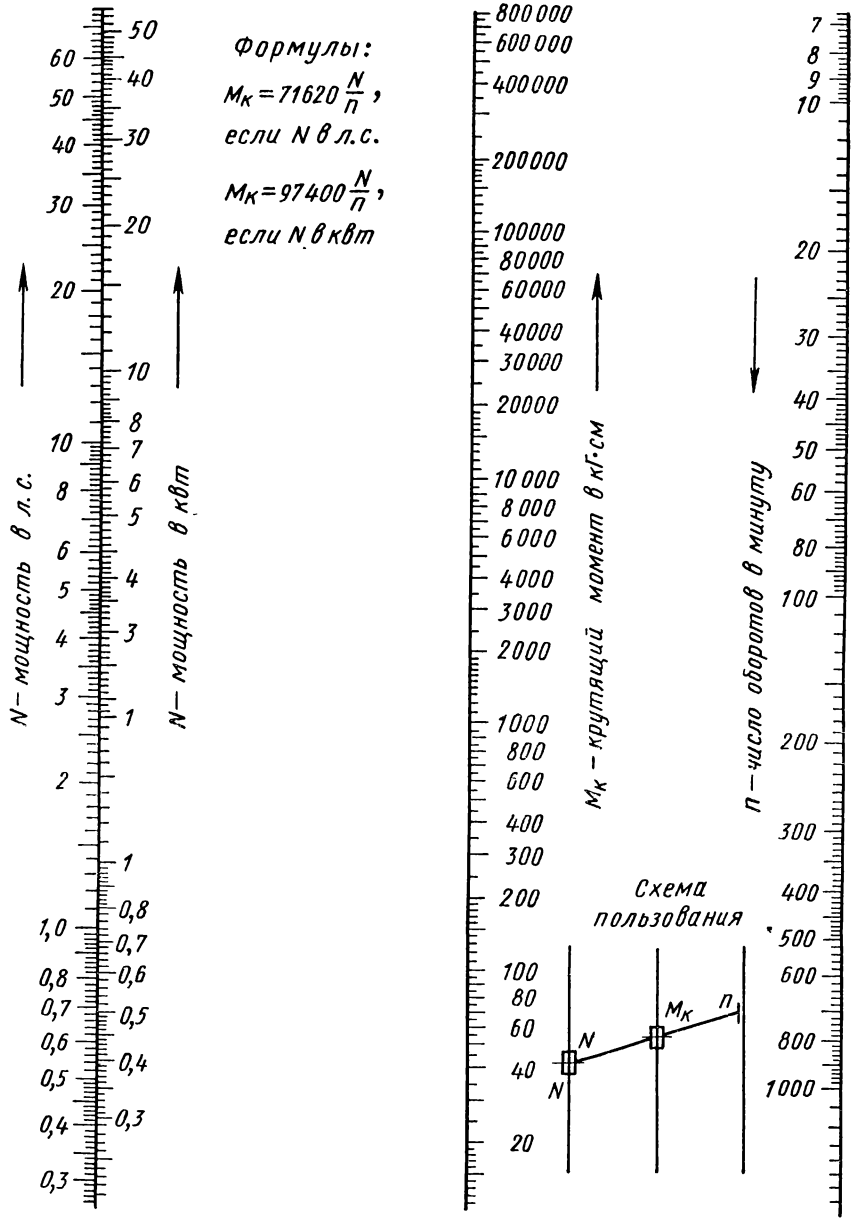

Формулы:
$M_к = 71620 \frac{N}{n}$, если N в л.с.
$M_к = 97400 \frac{N}{n}$, если N в квт
N – мощность в л.с.
N – мощность в квт
$M_к$ – крутящий момент в кг·см
n – число оборотов в минуту
Схема пользования
N
$M_к$
n

Рис. 7

по моментам или силам (задаваемым обычно тоже на входе или выходе), передаточному отношению и к. п. д.

Расчетное число оборотов вала в минуту выбирают соответственно по числу оборотов шпинделя $n_{шп}$ или выходного вала коробки, при котором они передают наибольшие моменты (обычно берут минимальное число оборотов шпинделя, при котором передается полная мощность).

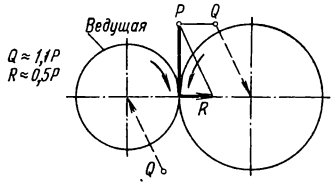


Рис. 8

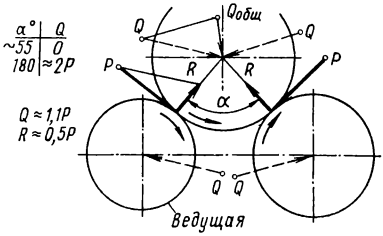


Рис. 9

Окружная сила на зубчатых колесах и цепных звездочках

$$P=\frac{2M_к}{D},$$

где D — диаметр делительной окружности зубчатого колеса или цепной звездочки; $M_к$ — крутящий момент.

Нагрузку на вал от цепной передачи приближенно принимают направленной параллельно ведущей ветви цепи и равной окружной силе, умноженной на коэффициент, зависящий от положения передачи (для горизонтальной передачи 1,15, для вертикальной 1,05).

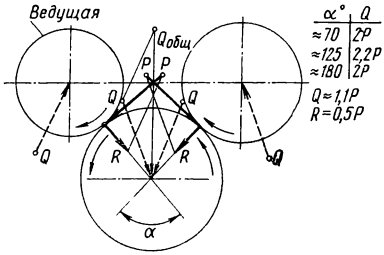


Рис. 10

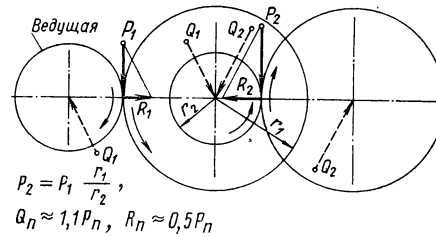


Рис. 11

Нагрузку на вал от ременной передачи при расчете на усталость приближенно принимают направленной вдоль линии центров шкивов и определяют по формуле

$$Q=2\sigma_0 F\sin\frac{\alpha}{2},$$

где σ_0 — начальное натяжение, обычно принимаемое для плоскоременных передач равным 18 $кГ/см^2$, а для клиноременных — 12—15 $кГ/см^2$; α — угол обхвата шкива; F — площадь поперечного сечения ремня в $см^2$.

Так как начальное натяжение при перетяжке в 1,5 раза больше нормального, то наибольшую нагрузку на вал можно определить по формуле

$$Q_{max}=1{,}5Q=3\sigma_0 F\sin\frac{\alpha}{2}.$$

На рис. 8—11 изображено графическое определение сил, действующих на вал и подшипники, по заданной окружной силе (для зубчатой передачи с углом зацепления $\alpha = 20°$ и с учетом угла трения на зубья $\rho = 5 \div 6°$).

Если нагрузки, действующие на вал, не лежат в одной плоскости, то их раскладывают по двум взаимно перпендикулярным координатным плоскостям и в каждой из этих плоскостей определяют реакции опор и изгибающие моменты, а затем производят геометрическое суммирование.

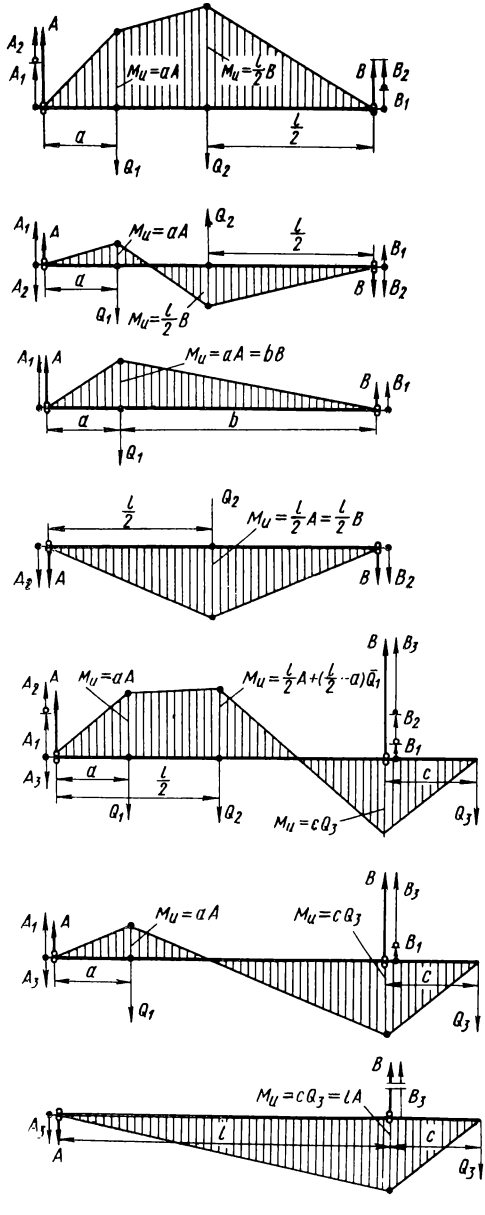


Рис. 12

Нередко расчет может быть упрощен удачным выбором координатных плоскостей. Например, если окружные силы от ведомого и ведущего элементов взаимно параллельны или взаимно перпендикулярны, то оси координат следует направлять вдоль действия этих сил. Отклонениями от параллельности или перпендикулярности в пределах 10—15° следует пренебрегать, совмещая силы с осями координат. Допускается также совмещение сил в одну плоскость, если угол между ними не более 30°.

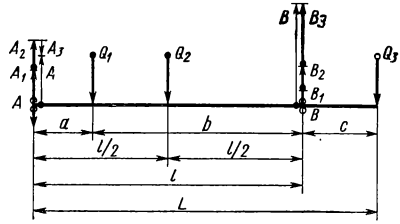
Определение реакций опор и изгибающих моментов

При расчете вал принимают за балку, лежащую на шарнирных опорах. Эта расчетная схема точно соответствует действительному положению только для валов на подшипниках качения, установленных по одному или по два в опоре; при двух подшипниках должна быть обеспечена самоустанавливаемость опоры, например, установкой конических роликоподшипников вершинами роликов в разные стороны.

Для других опор такую расчетную схему можно применять как приближенную. При длинных несамоустанавливающихся подшипниках скольжения, расположенных по концам вала, равнодействующую реакции подшипника следует предполагать приложенной к точке, отстоящей от его кромки со стороны пролета на $^1/_3$—$^1/_4$ длины подшипника.

При расчете валов, вращающихся в длинных подшипниках

6. Определение реакций в опорах



Приложенная сила	Q_1		Q_2		Q_3	
Реакция опор	$+A_1$	$+B_1$	$+A_2$	$+B_2$	$-A_3$	$+B_3$
Формула	$\frac{b}{l}Q_1$	$\frac{a}{l}Q_1$	$A_2=B_2=\frac{Q_2}{2}$		$\frac{c}{L}Q_3$	$\frac{L}{l}Q_3$

1. $A=A_1+A_2+A_3$; $B=B_1+B_2+B_3$ (алгебраическая сумма).
2. Если приложенная сила Q_n имеет направление, обратное указанному на фигуре, то реакции в опоре A_n и B_n меняют знак на обратный.
3. $Q_n=A_n+B_n$ (для проверки).

7. Диаметр вала d из расчета на усталость при одновременном действии изгибающего и крутящего моментов

d в мм	Допускаемый изгибающий момент в кГ·м при $\frac{M_к}{M_и}$												
	0	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6
17	4,62	4,19	3,67	3,12	2,64	2,26	1,97	1,73	1,54	1,39	1,26	1,16	1,07
20	7,2	6,82	5,98	5,07	4,30	3,69	3,20	2,82	2,51	2,26	2,06	1,88	1,74
22	9,68	9,08	7,96	6,75	5,73	4,91	4,26	3,75	3,35	3,01	2,74	2,51	2,31
25	14,1	13,3	11,7	9,91	8,40	7,20	6,26	5,51	4,91	4,42	4,02	3,68	3,39
28	19,8	18,7	16,4	13,9	11,8	10,1	8,79	7,74	6,90	6,21	5,65	5,17	4,76
30	24,3	23,0	20,2	17,1	14,5	12,4	10,8	9,52	8,48	7,64	6,94	6,36	5,86
32	27,8	26,4	23,1	19,6	16,6	14,3	12,4	10,9	9,72	8,76	7,96	7,28	6,7
35	36,4	34,5	30,3	25,7	21,8	18,7	16,2	14,3	12,7	11,5	10,4	9,53	8,79
40	54,4	51,6	45,2	38,3	32,5	27,8	24,2	21,3	19,0	17,1	15,5	14,2	13,1
42	63,0	59,7	52,3	44,4	37,6	32,2	28,0	24,7	22,0	19,8	18,0	16,5	15,2
45	77,5	73,4	64,3	54,6	46,3	39,7	34,5	30,3	27,0	24,4	22,1	20,3	18,7
50	106	101	88,2	74,8	63,5	54,4	47,3	41,6	37,1	33,4	30,3	27,8	25,6
52	112	107	93,4	79,3	67,2	57,6	50,1	44,1	39,3	35,4	32,1	29,4	27,1
55	133	126	110	93,8	79,6	68,1	59,2	52,1	46,5	41,8	38,0	34,8	32,1
60	173	164	143	122	103	88,5	76,9	67,7	60,3	54,3	49,4	45,2	41,7
62	191	181	158	134	114	97,6	84,9	74,7	66,6	60,0	54,5	49,9	46,0
65	220	208	182	155	131	112	97,8	86,1	76,7	69,1	62,8	57,5	53,0
70	274	260	228	193	164	140	122	107	95,8	86,3	78,4	71,8	66,2
72	299	283	248	210	178	153	133	117	104	93,9	85,3	78,1	72,0
75	337	320	280	238	202	173	150	132	118	106	96,4	88,3	81,4
80	410	388	340	289	245	210	182	160	143	129	117	107	98,8
85	491	466	408	346	294	252	219	192	171	154	140	128	118
90	583	553	484	411	349	299	259	228	204	183	167	152	141
95	686	650	570	483	410	351	305	269	239	216	196	179	165
100	800	758	664	564	478	410	356	313	279	252	229	209	193

скольжения $\left(\frac{l}{d}=3\right)$*, расчетная схема приближается к схеме балки с заделанными концами.

В табл. 6 и на рис. 12 приведены формулы для определения реакций опор и изгибающих моментов двухопорных валов с характерными случаями нагружения.

Диаметр вала можно найти по табл. 7, зная изгибающий и крутящий моменты. Табл. 7 составлена по формуле

$$[\sigma_{из}] \geqslant \frac{\sqrt{M_u^2+0{,}45M_к^2}}{W}.$$

При этом $[\sigma_{из}]$ взяты из табл. 5 с учетом максимальной концентрации напряжений. Материал: сталь 40Х улучшенная, для стали 45 улучшенной табличные значения умножают на коэффициент 0,94; для закаленных сталей 40Х и 4ХН табличные значения умножают на коэффициент 1,25.

Пример расчета

Принятые обозначения:

η — к. п. д. рассчитываемого участка передачи; i — передаточное отношение числа оборотов выходного вала к рассчитываемому; $M_к$ — крутящий момент

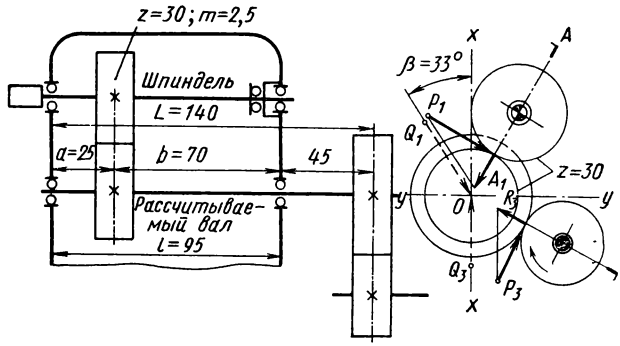


Рис. 13

рассчитываемого вала в $кГ \cdot мм$; $M_{кв}$ — крутящий момент выходного вала в $кГ \cdot мм$; β — угол между направлением действия силы и осью X; остальные обозначения указаны в решении примера.

Дано: крутящий момент на выходном валу $M_{кв} = 16\,200$ $кГ \cdot мм$.

Найти диаметр промежуточного вала для участка передачи, схема которого изображена на рис. 13.

Решение примера приведено в табл. 8.

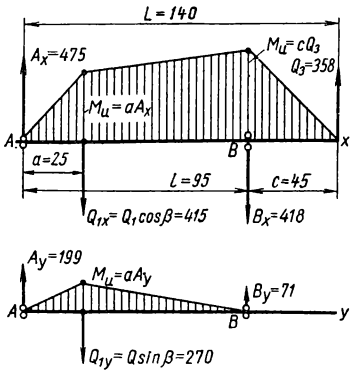


Рис. 14

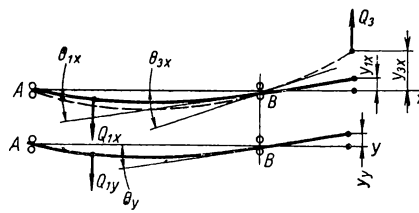


Рис. 15

* Их расчет, а также многоопорных валов см. в книге ЭНИМС «Табличный расчет деталей станков». Вып. 1. М., Машгиз, 1953.

8. Решение примера

Определяемое		Расчетная формула	Расчет
Крутящий момент с учетом η		$M_к = \frac{M_{кв} i_1}{\eta}$ кГ·мм	$\eta = 0{,}96$; $M_к = \frac{16\,200 \cdot 1}{0{,}96} = 16\,900$
Окружная сила		$P = \frac{2M_к}{D}$ кГ	$P_1 = \frac{2 \cdot 16\,900}{75} = 450$; $P_2 = \frac{2 \cdot 16\,900}{104} = 325$
Силы, действующие на вал и подшипники		$Q \approx 1{,}1P$ кГ	$Q_1 = 1{,}1 \cdot 450 = 495$; $Q_2 = 1{,}1 \cdot 325 = 358$
Реакция опоры в плоскости x и y с учетом знака (рис. 14)	Опора A	$A_x = \frac{b}{l} Q_1 \cos\beta + \frac{c}{l} Q_3$ кГ	$A_x = +\frac{70}{95} \cdot 495 \cdot 0{,}839 + \frac{45}{95} \cdot 358 = 475$
		$A_y = \frac{b}{l} Q_1 \sin\beta$ кГ	$A_y = +\frac{70}{95} \cdot 495 \cdot 0{,}545 = 199$
	Опора B	$B_x = \frac{a}{l} Q_1 \cos\beta + \frac{L}{l} Q_3$ кГ	$B_x = +\frac{25}{95} \cdot 495 \cdot 0{,}839 - \frac{140}{95} \cdot 358 = -418$
		$B_y = \frac{a}{l} Q_1 \sin\beta$ кГ	$B_y = +\frac{25}{95} \cdot 495 \cdot 0{,}545 = 71$
Полная реакция	Опора A	$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2}$ кГ	$A = \sqrt{475^2 + 199^2} = 515$
	Опора B	$B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2}$ кГ	$B = \sqrt{418^2 + 71^2} = 422$
Изгибающий момент в опасном сечении (рис. 14)	Плоскости x, y	См. эпюры (рис. 14)	Опасное сечение в опоре B
	Суммарный	$M_и = \sqrt{M_{ux}^2 + M_{uy}^2}$ кГ·мм	$M_и = M_{ux} = 45 \cdot 358 = 16\,100$
Отношение $\frac{M_к}{M_и}$ в опасном сечении		$\frac{M_к}{M_и}$	$\frac{16\,900}{16\,100} = 1{,}05$
Диаметр вала $\left(\text{по } M_и \text{ кГ·м и } \frac{M_к}{M_и}\right)$		По табл. 7	$d = 30$

Продолжение табл. 8

Определ.		Расчетная формула	Расчет
Угол наклона упругой линии в расчетном сечении в плоскости	отдельно от каждой силы	$\theta_{nx} = \frac{Q_{nx} l^2}{10^6 d^4} K_\theta$ *рад*, где l и d в *см*	$\theta_{3x} = \frac{358 \cdot 90}{10^6 \cdot 81} \cdot 1{,}7 = 0{,}00068$; $\theta_{1x} = \frac{415 \cdot 90}{10^6 \cdot 81} \cdot 0.4 = 0.00018$
	суммарный	$\theta_x = \Sigma \theta_{nx}$ *рад*	$\theta_x = 0{,}00068 + 0.00018 = 0{,}00086$
Угол наклона упругой линии в расчетном сечении в плоскости y (рис. 15)		$\theta_{ny} = \frac{Q_{ny} l^2}{10^6 d^4} K_\theta$ *рад*; $\theta_y = \Sigma \theta_{ny}$ *рад*	$\theta_{1y} = \frac{270 \cdot 90}{10^6 \cdot 81} \cdot 0{,}4 = 0{,}00012$; $\theta_y = \theta_{1y} = 0.00012$
Угол наклона упругой линии в расчетном сечении		$\theta = \sqrt{\theta_x^2 + \theta_y^2}$ *рад*	$\theta = 10^{-6} \sqrt{86^2 + 12^2} = 0.00087$
Прогиб в расчетном сечении в плоскости x	отдельно от каждой силы	$y_{nx} = \frac{Q_{nx} l^3}{10^6 d^4} K_y$ *см*, где d и l в *см*	$y_{3x} = \frac{358 \cdot 856}{10^6 \cdot 81} \cdot 1{,}2 = 0.0045$; $y_{1x} = C \operatorname{tg} \theta_{1x} = 4{,}5 \cdot 0.00018 = 0{,}0008$
	суммарный	$y_x = \Sigma y_{nx}$ *см*	$y_x = 0{,}0045 + 0{,}0008 = 0{,}0053$
То же y рис. (15)		$y_{ny} = \frac{Q_{xy} l^3}{10^6 d^4} K_y$ *см*	
		$y_y = \Sigma y_{ny}$ *см*	$y_y = C \operatorname{tg} \theta_y = 4{,}5 \cdot 0{,}00012 = 0{,}0005$
Прогиб в расчетном сечении		$y = \sqrt{y_x^2 + y_y^2}$ *см*	$y = 10^{-4} \sqrt{53^2 + 5^2} \approx 0{,}0053$
Допустимые величины	θ в опоре	0,001 *рад*	0,00087
	y_{max} в *см*	$0.0001 \div 0{,}0005 = \frac{y_{max}}{l}$; $y_{max} = (0{,}01 \div 0.03)\, m$; m — модуль в *см*	$0{,}0053 : 9{,}5 = 0.00056$; $0.03 \cdot 0.25 = 0.0075$; фактически 0,0053

Заключение. В отношении жесткости вала диаметр $d = 30$ *мм* допустим. Для создания лучших условий работы подшипников и зубчатых колес следует принять $d = 32$ *мм*.

Дополнительные источники

Допуски на концы валов электрических машин — ГОСТ 8592—71.

Валы гибкие проволочные для приводов управления и контроля — ГОСТ 11625—65.

Валы гибкие проволочные с броней для приводов управления и контроля. Основные параметры и методы испытаний — ГОСТ 11627—65.

Арматура для гибких валов и брони силовых передач — ГОСТ 13227—71.

Броня для гибких проволочных валов силовых передач и приводов управления и контроля — ГОСТ 11626—71.

Валы гибкие проволочные для силовых передач — ГОСТ 13225—71.

Валы гибкие проволочные с броней для силовых передач. Основные параметры и методы испытаний — ГОСТ 13226—71.

С. В. Серенсен и др. Валы и оси. Расчет и конструирование. Изд. 2. М. «Машиностроение», 1970.

ГЛАВА II

ПОДШИПНИКИ

ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ

Основные виды трения скольжения

Сухое трение. В нормально работающих подшипниках сухое трение (работа без смазки) не встречается.

Полусухое трение имеет место при неустановившемся режиме работы, а также при очень скудной смазке. Коэффициент трения при полусухом и сухом трении 0,1—0,5.

Полужидкостное трение. Большинство подшипников скольжения работает в условиях полужидкостного трения, при котором большая часть поверхности разделена слоем смазки, но отдельные элементы поверхности соприкасаются. Коэффициент трения 0,008—0,08.

Жидкостное трение. В этом случае смазка полностью отделяет вращающуюся цапфу от неподвижной опоры, и трение происходит только между слоями смазки. Коэффициент трения 0,001—0,008. В условиях жидкостного трения работают точно изготовленные подшипники при относительно малых нагрузках и высоких скоростях (например, подшипники шлифовальных станков).

Уменьшение скорости скольжения, увеличение нагрузки и температуры подшипника могут привести к нарушению режима жидкостного трения и переходу к работе при режиме полужидкостного и даже полусухого трения.

Приближенный расчет (проверка) радиального подшипника

Расчет производится по удельному давлению p в подшипнике и величине pv, в некоторой мере характеризующей износ последнего и нагрев.

Окружная скорость на шейки вала

$$v = \frac{\pi dn}{1000 \cdot 60} \ м/сек,$$

где d — диаметр подшипника в *мм*; n — число оборотов шпинделя в минуту.

Удельное давление в подшипнике

$$p = \frac{P}{dl} \leqslant [p] \ кГ/см^2,$$

где d и l — диаметр и длина подшипника в *см*; P — усилие, действующее на подшипник, в *кГ*.

Величина $pv \leqslant [pv]$.

Для предварительного расчета подшипников, несущих при небольшой скорости умеренную нагрузку, можно допускаемые p и pv принимать по табл. 1.

Момент трения на шипе

$$M_т = 0{,}5fPd = 0{,}5fpld^2.$$

Потеря мощности на трение в подшипнике и соответствующее тепловыделение

$$A = \frac{M_т \omega}{102} \ квт \approx 2{,}34 \cdot 10^{-3} fPv \ ккал/сек,$$

1. Допускаемые p и pv для предварительного расчета подшипников

Механизмы	Допускаемые		Механизмы	Допускаемые	
	p в $кГ/см^2$	pv в $кГ \cdot м/см^2 \times сек$		p в $кГ/см^2$	pv в $кГ \cdot м/см^2 \times сек$
Редукторы зубчатые и червячные	10—30	60—120	Открытые тихоходные передачи . .	10—40	30—60
Транспортеры, шнеки рольганги .	20—100	40—100	Приводы вращающихся печей, сушильных барабанов и пр. .	40—150	60—150

где $M_т$ в $кГ \cdot м$; P в $кГ$; ω в $рад/сек$, v в $м/сек$.

Коэффициент трения f при слабой смазке:
для стали по чугуну и пластмассам . . 0,15—0,20
по антифрикционному чугуну, бронзе 0,10—0,15
по баббиту . 0,06—0,10

Для подшипников шпинделей, вращающих обрабатываемое изделие (например, токарных станков), расчетным случаем (при наибольших удельных давлениях) обычно является обработка в патроне с предельными режимами, а для подшипника шпинделей тяжелых станков — обработка изделий максимального веса.

Приведенные в табл. 2 величины установлены практикой и в значительной мере условны. При высоких кромочных давлениях или недостаточной смазке указанные значения следует несколько снижать; при совершенной смазке и малых кромочных давлениях можно допускать более высокие значения pv.

2. Допустимые режимы работы подшипников

Материал вкладыша	Гладко обработанная закаленная шейка вала		Незакаленная шейка вала	
	pv в $кГ \cdot м/(см^2 сек)$ до	v в $м/сек$ до	pv $кГ \cdot м/(см^2 сек)$ до	v $м/сек$ до
Бронза оловянистая Бр. ОФ10-1	100	8	60	5
Бронза оловянистая вторичная Бр.ОЦС5-7-12, Бр. ОЦС6-6-3 .	80	6	50	4
Бронза алюминиево-железистая Бр.АЖ9-4	75—100	5	Не рекомендуется	
Бронза свинцовистая Бр. С30	100	10		
Цинковый сплав ЦАМ 10-5 .	90—100	2,5	40	2,5
Баббиты Б-16; БН-6	150	10	100	6
Антифрикционный чугун АЧС-1, АЧС-2	15	4	10	2,5

В современных станках окружные скорости на шейке вала доходят до 12 *м/сек*. Удельные давления p в подшипниках валов и шпинделей станков, имеющих средние числа оборотов, обычно не превышают 30 *кГ/см²*, в подшипниках тихоходных валов при малых окружных скоростях (измеряемых долями *м/сек*) удельные давления иногда доходят до 100 *кГ/см²*.

Температура подшипника зависит от величины $\frac{v^2}{\Delta}$. При ее определении можно для упрощения расчета исходить из условия центрального расположения цапфы в подшипнике. При таком предположении температура подшипника (со смазкой без принудительного давления) может быть оценена по графику (рис. 1) в зависимости от величины $\frac{v^2}{\Delta}$, где Δ — диаметральный зазор в *мм*.

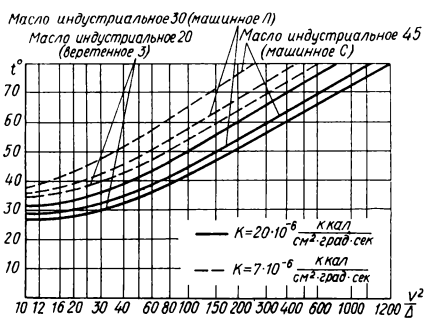


Рис. 1. Коэффициент теплоотдачи K, отнесенный к единице площади проекции шейки вала: для подшипников, расположенных в коробках скоростей и обдуваемых кругом шкивами или патронами, принято $K = 20 \cdot 10^{-6}$ *ккал/см² · град · сек*, для отдельно расположенных подшипников $K = 7 \cdot 10^{-6}$ *ккал/см² · град · сек*

Для шпиндельных подшипников нормальной точности можно принимать $\Delta = 0{,}015 \div 0{,}020$ *мм*. Для подшипников прецизионных станков расчетные значения Δ несколько меньше.

Рабочая температура подшипников не должна превышать 75° С.

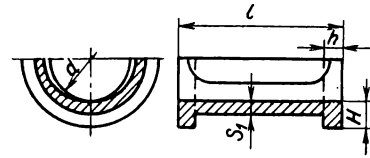


Рис. 2. Вкладыш

Для подшипников скольжения с принудительной подачей смазки (например, шлифовальные станки) следует учитывать теплоотдачу в масло.

Конструктивные размеры бронзового или чугунного вкладыша (рис. 2) ориентировочно таковы:

$H \approx (1{,}1 \div 1{,}3)\, S_1 + 5$ *мм*; $h \approx 0{,}5H$;
$S_1 \approx 5$ *мм* для $d = 35 \div 60$ *мм*;
$S_1 \approx 7{,}5$ « « $d \approx 65 \div 110$ «
$S_1 \approx 10$ « « $d = 120 \div 200$ «

Целесообразно брать $\frac{l}{d} \geqslant 1$. В практике $\frac{l}{d} = 0{,}5 \div 1{,}5$. С увеличением d отношение $\frac{l}{d}$ уменьшается: чем длиннее цапфа, тем вероятнее неравномерность распределения нагрузки по ее длине и повышение местного износа вкладыша в его краях. Подшипники с $\frac{l}{d} > 1$ можно применять для увеличения жесткости валов, а также в опорах подшипников вертикальных валов, где обычно кромочные давления, вызываемые изгибом вала, менее опасны.

Ориентировочные значения $\frac{l}{d}$: в подъемных механизмах 1,2—2, в металлорежущих станках 1,1—2, в редукторах 0,8—1,2.

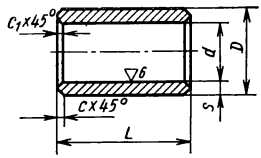
Закрепление подшипниковых втулок винтами приведено в табл. 5. Применение закрепительных штифтов для втулок дано в табл. 3.

Втулки и вкладыши подшипников

3. Гладкие втулки подшипников

(по ГОСТу 1978—43)

Размеры в *мм*



Дополнительное крепление втулки (винтом или другим способом) при выполнении диаметра D с отклонениями по H, а также по $Г$ при длине втулки до 1,5 d — обязательно; при выполнении D по $Пр1_3$ дополнительного крепления не требуется

d	D	S	C	C_1	Длина L										
20	28	4	1	0,5	18	20	(22)	25	(28)	30	(32)	35	40	45	50
22	30														
25	32	3,5			20	(22)	25	(28)	30	(32)	35	40	45	50	60
28	35				20										
30	38	4			(22)	25	(28)	30	(32)	35	40	45	50	60	70
32	40														
35	45	5	1,5	1	(22)										
40	50				(28)	30	(32)	35	40	45	50	60	70	80	90
45	55				30	(32)	35	40	45	50	60	70	80	90	100
50	60				(32)	35	40	45	50	60	70	80	90	100	110
55	65				35	40	45	50	60	70	80	90	100	110	120
60	70				40	45	50	60	70	80	90	100	110	120	130
65	80	7,5			45	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140
70	85				50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
80	95				60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160
85	100				70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170
90	105														
95	110														
100	115														

ГОСТ 1978—43 предусматривает $d = 10 \div 18$, $d = 140 \div 200$, а также другие L.

Размеры, приведенные в скобках, по возможности не применять. Материал: чугун и бронза.

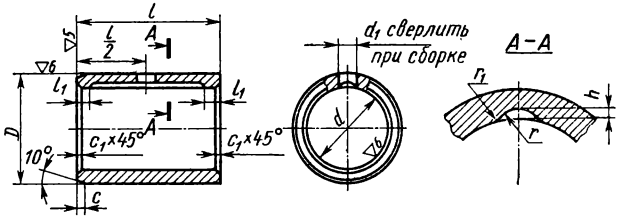
Диаметр d выполняется с отклонениями по A, A_{2a} и A_3, а диаметр D с отклонениями по H, $Г$ и $Пр1_3$.

Пример обозначения втулки из антифрикционного чугуна АЧС-1 с $d = 22A$, $D = 30Г$ и $L = 50$:

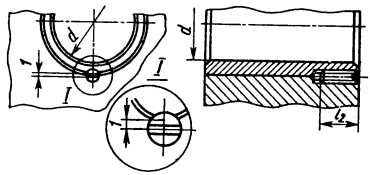
АЧС-1—22А×30Г×50 ГОСТ 1978—43

4. Чугунные втулки для неразъемных и фланцевых корпусов
(по ГОСТу 11525—65)

Предназначены для подшипников скольжения общего назначения
Размеры в *мм*



Фиксация втулок в корпусах



Обозначение втулки	d (отклонение по A_3)	D	d_1	l	l_1	l_2	h				Винт по ГОСТу 1477—64	Масса в *кг*
10	10	16	5	20	3	8	0,5	1	7	1,6	М3×6	0,015
11	11	18		20						1		0,017
12	12	18		20		10	1	2			М4×8	0,022
14	14	20		24								0,030
16	16	22		24								0,033
18	18	25		30		15					М5×12	0,055
20	20	28		30								0,085
22	22	30		34	4							0,087
25	25	32		38								0,093
28	28	36		42								0,125
32	32	40		48			1,5	3		2,5		0,17
36	36	45		55	5							0,25
40	40	50		60		19				1,6	М6×15	0,33
45	45	55		70								0,43
50	50	60		75								0,51
55	55	65	8	80	6		2,5		9			0,59

Продолжение табл. 4

Обозначение втулки	d (отклонение по A_3)	D	d_1	l	l_1	l_2	h				c_1	Винт по ГОСТу 1477—64	Масса в кг
60	60	70		90		19				2,5	1,6	М6×15	0,72
70	70	85		100	6								1,43
80	80	95	8	100		24	2,5	5	9			М8×20	1,61
90	90	105		120						4	2,5		2,16
100	100	115		120	8								2,38

ГОСТ 11525—65 предусматривает d до 180 *мм*.

Материал втулок: антифрикционный чугун АЧС-1 или АЧК-2.

Внутренний диаметр втулок указан после запрессовки.

Отклонения размеров, не ограниченных допусками: охватывающих по A_7, охватываемых по B_7, прочих $\pm \frac{1}{2}(A_7 = B_7)$.

Предельное отклонение от перпендикулярности оси втулки относительно ее торцов по VIII степени точности ГОСТа 10356—63.

Радиальное биение отверстия d относительно диаметра D по VI степени точности ГОСТа 10356—63.

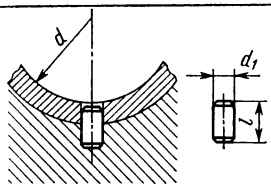
Овальность, конусообразность, бочкообразность диаметров d и D по VII степени точности ГОСТа 10356—63.

Отклонение наружного диаметра D по $Пр2_{2а}$. Допускается применение других технически обоснованных посадок.

В технически обоснованных случаях разрешается изготовление втулок с отклонением d по A.

Допускается изготовление смазочных канавок другой формы.

5. Закрепительные штифты втулок



d	До 25	28—40	45—70	75—90	96—120
d_1	6—8	10—12	12—14	16—18	18—20
l	8—16	12—20	16—30	20—40	30—45

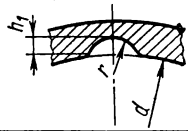
6. Профиль и размеры канавок подшипников

Размеры в *мм*

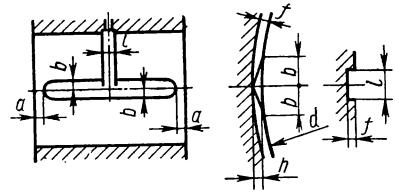
Для неразъемных подшипников

При тонкой фильтрации масла

При возможности загрязнения масла



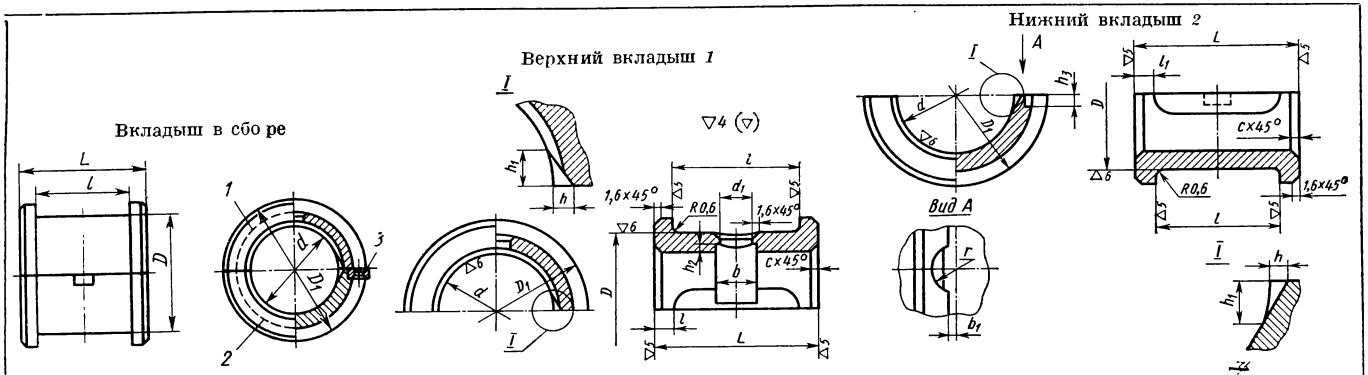
Для разъемных подшипников



d	h	h_1	r	R	b	l	f	a
До 60	1,5	2,3	3	9	7	6	1,5	5
Св. 60 до 80	2	3	4	12	8	8	2	6
» 80 » 90	2,5	3,8	5	15	10	10	2,5	8
» 90 » 110	3	4,6	6	18	13	12	2,5	8

7. Чугунные вкладыши для разъемных корпусов (по ГОСТу 11611—65)

Размеры в *мм*



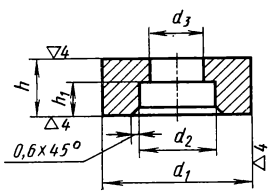
Обозначения				Масса в *кг*	Общие размеры									Вкладыш 1				Вкладыш 2			
Вкладыш в сборе	Вкладыш 1	Вкладыш 2	Втулка 3		d (отклонение по A_3)	D (отклонение по Π_{T12a})	D_1	L	l (отклонение по A_3)	l_1	h	h_1		d_1	b	h_2	Масса в *кг*	h_3		b_1	Масса в *кг*
32×42	32×42/1	32×42/2	25×34/3	0.23	32	40	52	42	32	5	1,0	7	2,5	10	12	1,5	0.11	3,6	3,5	1,0	0.12
36×42	36×42/1	36×42/2		0,27	36	45	55	42	32								0.13			1.0	0.14
40×50	40×50/1	40×50/2		0.31	40	50	60	50	40					12	15		0.14			1,8	0.17
45×55	45×55/1	45×55/2		0.37	45	55	65	55	45								0.17				0.20
50×60 50×75	50×60/1 50×75/1	50×60/2 50×75/2		0.44 0.52	50	60	70	60 75	50 65				3				0.20 0.24				0.24 0.28
55×65	55×65/1	55×65/2		0.51	55	65	75	65	55								0.22				0.29
60×70 60×90	60×70/1 60×90/1	60×70/2 60×90/2		0.59 0.75	60	70	80	70 90	60 80								0.26 0.34				0.33 0.41
70×80 70×105	70×80/1 70×105/1	70×80/2 70×105/2	70×80/3	1.13 1.38	70	85	95	80 105	70 95	6	2.0	8	4			2	0.50 0.68	4,2	5.0	2,5	0.63 0.70

Продолжение табл.

Обозначения				Масса в кг	Общие размеры								Вкладыш 1				Вкладыш 2			
Вкладыш в сборе	Вкладыш 1	Вкладыш 2	Втулка 3		d (отклонение по A_3)	D (отклонение по $Пр1_{2a}$)	D_1	L	l (отклонение по A_3)	l_1	h	h_1		d_1	b	h_2	Масса в кг	h_3	r	b_1	Масса в кг
80×95 80×120	80×95/1 80×120/1	80×95/2 80×120/2	70×80/3	1,64 2.00	80	95	110	95 120	80 105	6	2.0	8	4	12	15	2	0.74 0.92	4.2	5.0	2,5	0.90 1,08
90×105 90×135	90×105/1 90×135/1	90×105/2 90×135/2		1.98 2.46	90	10[illegible]	120	105 135	90 120	8	2,5	10				2,5	0.86 1.12				1,12 1,34
100×115 100×150	100×115/1 100×150/1	100×115/2 100×150/2		2.45 2,98	100	115	130	115 150	100 135		3,0	12		15	20		1.04 1,31				1,41 1,67

Закрепительная втулка 3

Размеры в мм



Обозначение втулки	d_1	d_2	d_3	h	h_1	Масса в кг
25×34/3 70×80/3	6,5 9,5	2,5 4,0	1,5 2,5	3,5 4,0	2,0 2,5	0.001 0.002

ГОСТ 11611—65 предусматривает также вкладыши $d=25$; 28 и выше 100 мм.

Технические требования. Отверстие d окончательно растачивают в сборе с корпусом подшипника.

Обточку до наружного диаметра D и подрезку внутренних торцов вкладышей по размеру l производят совместно деталей 1 и 2.

Вкладыши изготовляют из антифрикционного чугуна АЧС-1 или АЧК-2 по ГОСТу 1585—70, закрепительные втулки — из стали Ст3.

Острые кромки притупляют.

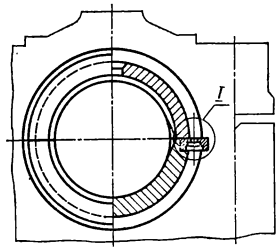
Предельные отклонения размеров, не ограниченных допусками: охватывающих — по A_7, охватываемых — по B_7, прочих $\pm\frac{1}{2}(A_7=B_7)$.

Неперпендикулярность оси вкладыша относительно его торцов и торцовое биение — по VIII степени точности ГОСТа 10356—63.

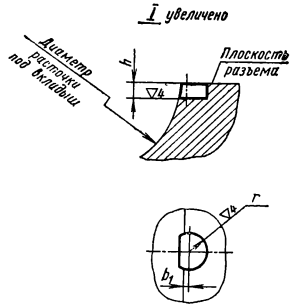
Овальность, конусообразность, бочкообразность отверстий d — по VII степени точности ГОСТа 10356—63.

8. Фиксация вкладыша в корпуса

Вкладыш с закрепительной втулкой в корпусе



Выемка в основании корпуса под закрепительную втулку



Диаметр вала d	b_1		h
32 36	1,0	3,5	3,6
40 45 50 55 60	1,8	3,5	3,6
70 80 90 100	2,5	5,0	4,2

Пример обозначения вкладыша в сборе $d=50$ *мм*, $L=60$ *мм*:

Вкладыш 50×60 ГОСТ 11611—65

Пример обозначения вкладыша верхнего $d=50$ *мм*, $L=60$ *мм*:

Вкладыш верхний 50×60/1 ГОСТ 11611—65

Пример обозначения закрепительной втулки $d_1=9{,}5$ (для вкладыша $d=100$ *мм*):

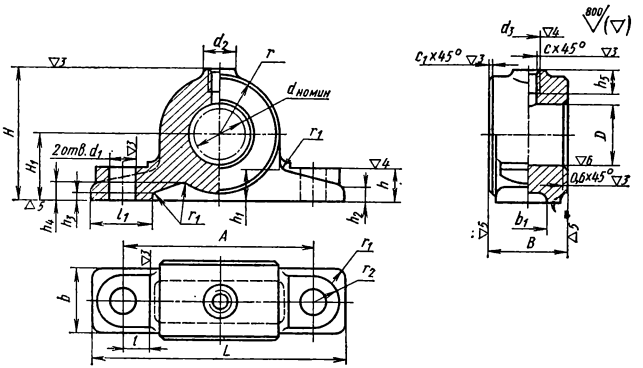
Втулка 100×80/3 ГОСТ 11611—65

Корпусы подшипников с двумя крепежными отверстиями

Неразъемные корпусы подшипников скольжения (табл. 9) предназначены под втулки из антифрикционного чугуна и других антифрикционных материалов, разъемные (табл. 10) — под вкладыши из антифрикционного чугуна.

9. Неразъемные корпусы (по ГОСТу 11521—65)

Размеры в *мм*



Обозначение корпуса	Диаметр вала $d_{номин}$	Диаметр расточки под втулку D (отклонение по A_{2a})	d_1	d_2	d_3 кл. 3	B	b	b_1	L	$l=r_2$	l_1	H	$h=h_1$	h_2	h_3	h_4	h_5	H_1 Номинал	H_1 Отклонение	A	r	r_1	c	c_1	Смещение осей отверстий d_1 от номинального расположения Δ	Масса в *кг*
10	10	16	9	15	M10×1	20	18	10	80	9	20	40	10	5	3	5	11	20	±0,07	60	18	3	1,0	2	±0,25	0,18
11	11	18																								0,17
12	12	18																								0,17
14	14	20				24	20	12	85			45	12					22		65	20					0,25
16	16	22																								0,24
18	18	25	11			30	24	16	105	11	25	58	14	6		8	13	28		80	26			2,5		0,49
20	20	28				30	24	16																		0,47
22	22	30				34	28	18																		0,53
25	25	32	13			38	32	20	125	13	30	68	16	7				34	±0,085	95	30	4				0,81
28	28	36				42	36																			0,83

Продолжение табл. 9

Обозначение корпуса	Диаметр вала $d_{номин}$	Диаметр расточки под втулку D (отклонение по A_{2a})	d_1	d_2	d_3 кл. 3	B	b	b_1	L	$l=r_2$	l_1	H	$h=h_1$	h_2	h_3	h_4	h_5	H_1		A	r	r_1	c	c_1	Смещение осей отверстий d_1 от номинального расположения Δ	Масса в кг
																		Номинал	Отклонение							
30	30	38	17	15	M10×1	48	40	25	160	17	40	84	20	8	5	10	13	42	±0,085	120	38	4	1,0	3	±0,25	1,52
32	32	40				48	40	25	160			84						42		120	38					1,48
36	36	45				55	45	30	160			84						42		120	38					1,60
40	40	50				60	50	35	165			88						45		125	40					2,02
45	45	55	22			70	60	45	185	20	45	98	25	10		12		50		140	45	6			±0,5	3,12
50	50	60				75	65	45	185			105						55		140	45					3,14
55	55	65				80	70	50	195			108						55		150	50					3,94
60	60	70	26	25	M14×1,5	90	80	60	225	24	55	120	30	12	8	18	18	60	±0,10	170	55	8	1,5	4		5,78
70	70	85				100			245			138						70		190	63					7,54
80	80	95				100			255			155						80		200	70					8,23
90	90	105	33			120	90	70	285	28	65	165	40	15	10	25		85	±0,15	220	75	10		5		10,9
100	100	115				120	90	70	305			185						95		240	85					12,9

ГОСТ 11521—65 предусматривает $d_{номин} = 110 \div 140$ *мм*.
Пример обозначения корпуса $d_{номин} = 60$ *мм*:
Корпус 60 ГОСТ 11521—65

Технические требования. Материал — чугун с механическими свойствами не ниже марки СЧ 15-32.

Отклонения размеров отливок — по II классу точности ГОСТа 1855—55.

Отклонения размеров поверхностей, полученных механической обработкой и не ограниченных допусками: охватывающих по A_7, охватываемых по B_7, прочих $\pm \frac{1}{2}(A_7=B_7)$.

Неуказанные линейные радиусы от 3 до 5 *мм*.

Отклонения размеров между обработанными и необработанными поверхностями — по 9-му классу точности.

Отклонения от перпендикулярности торцов относительно оси расточки и опорной плоскости корпуса — по VII степени точности ГОСТа 10356—63.

Допускается сверление в лапах под установочные штифты.

Допускается применение резьбы трубной конической по ГОСТу 6211—69.

Необработанные поверхности корпусов окрашивают в два слоя нитроэмалью по ГОСТу 7462—55.

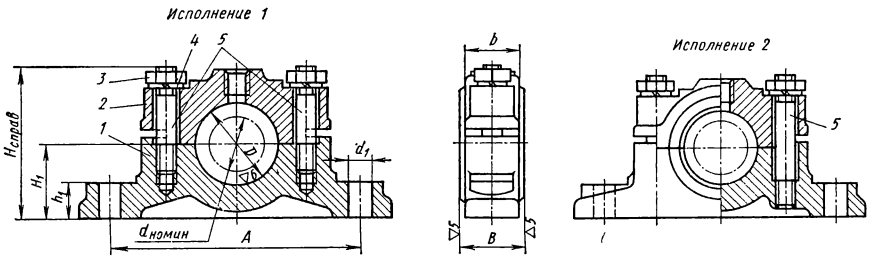
10. Корпусы разъемные с двумя крепежными отверстиями

(по ГОСТу 11607—65)

Размеры в *мм*

Корпусы изготовляют двух исполнений:
1 — с креплением крышки укороченными шпильками;
2 — с креплением крышки удлиненными шпильками.

Корпус в сборе



Обозначения				Корпус в сборе		Общие размеры деталей *1* и *2*															
Корпус в сборе	Гайка *3* по ГОСТу 5915—70	Пружинная шайба *4* по ГОСТу 6402—70	Шпилька *5* по ГОСТу 11765—66	$H_{справ}$	Масса в *кг*	Диаметр вала $d_{номин}$	D (отклонение по A_3)	D_1	d_1	$d_2=d_3$	B (отклонение по C_3)	b	L	L_1	$L_2=A_1^*$ (L_2 с отклонением по C_3)	$h_1=h_{10}$	H_1		A^{**}		r_1
																	Номинал	Отклонение			
1-32 2-32	М10-055	10Н65Г	М10×45А1-0 М10×65А1-0	85	1,09 1,11	32	40	60	13	11	32	28	165	100	75	18	42	±0,17	135	37,5	3
1-36 2-36			М10×45А1-0 М10×65А1-0		1,05 1,07	36	45	60	13	11	32	28	165	100		18	42		135	37,5	3
1-40 2-40			М10×45А1-0 М10×70А1-0	89	1,49 1,50	40	50	65	13	11	40	35	170	105	80	20	45		140	40	5
1-45 2-45			М10×50А1-0 М10×75А1-0	94	1,46 1,76	45	55	70	13	11	45	40	175	110	85	20	45		145	42,5	5

Продолжение табл. 10

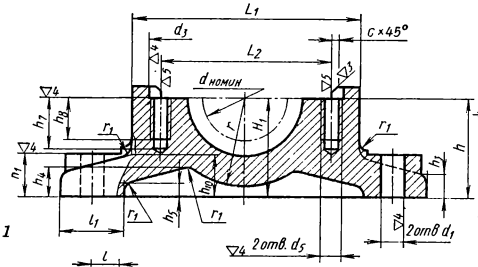
Обозначения				Корпус в сборе		Общие размеры деталей *1* и *2*														
Корпус в сборе	Гайка *3* по ГОСТу 5915—70	Пружинная шайба *4* по ГОСТу 6402—70	Шпилька *5* по ГОСТу 11765—66	$H_{справ}$	Масса в *кг*	Диаметр вала $d_{номин}$	D (отклонение по A_3)	D_1	d_1	$d_2=d_3$	B (отклонение по C_3)	b)	L	L_1	$L_2=A_1^*$ (L_2 с отклонением по C_3)	$h_1=h_{10}$	H_1		A^{**}		r_1
																	Номинал	Отклонение			
1-50 2-50	М12-055	12Н65Г	М12×55А1-0 М12×80А1-0	104	2,31 2,32	50	60	75	17	13	50	40	200	120	90	25	50	±0,17	160	47,5	5
1-55 2-55			М12×60А1-0 М12×90А1-0	115	3,23 3,24	55	65	80	17	13	55	45	210	130	95	25	55		170	52,5	6
1-60 2-60	М16-055	16Н65Г	М16×65А1-0 М16×95А1-0	125	3,78 3,81	60	70	85	22	17	60	50	230	140	100	25	60	±0,20	190	55	6
1-70 2-70			М16×70А1-0 М16×110А1-0	140	5,64 5,67	70	85	100	22	17	70	60	250	160	120	30	70		210	62,5	6
1-80 2-80	М20-055	20Н65Г	М20×80А1-0 М20×120А1-0	160	8,55 8,60	80	95	115	26	22	80	70	290	180	140	35	80		240	72,5	8
1-90 2-90			М20×85А1-0 М20×130А1-0	170	10,3 10,4	90	105	125	26	22	90	80	300	190	150	35	85	±0,23	250	77,5	8
1-100 2-100	М24-055	24Н65Г	М24×95А1-0 М24×140А1-0	185	13,8	100	115	135	32	26	100	90	340	210	160	40	90		280	82,5	8

A_1 с отклонением $\pm 0{,}25$ *мм* при $d_{номин} = 30 \div 75$; $\pm 0{,}5$ *мм* при $d_{номин} = 80 \div 125$ *мм*.

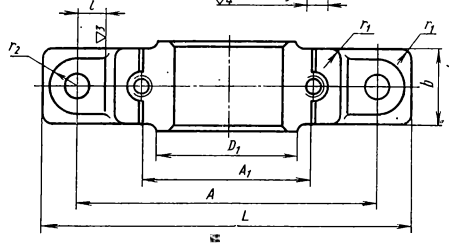
** A с отклонением $\pm 0{,}5$ *мм* при $d_{номин} = 30 \div 55$; $\pm 1{,}0$ *мм* при $d_{номин} = 60 \div 125$.

Продолжение табл. 10

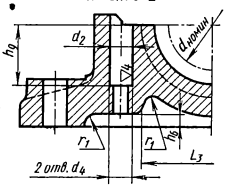
Исполнение 1



Основание 1



Исполнение 2

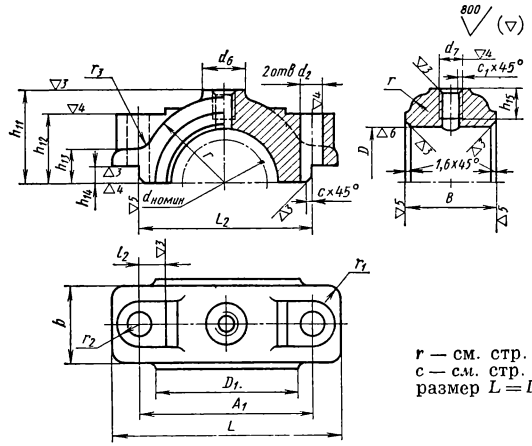


Размеры в *мм*

Обозначение	$d_4=d_5$ (3-й класс)	b_1	L_3	l	l_1	h (отклонение по C_5)	h_2	h_3	h_4	$h_5=h_6$	h_7	h_8	h_9	r_2	c	Масса в *кг*
1-32/1	М10	18	—	15	30	42	45	10	15	6	22	20	—	13	0,6	0,68
2-32/1			55						—		—	—	22			0,67
1-36/1			—						15		22	20	—			0,66
2-36/1			55						—		—	—	22			0,65
1-40/1		22	—			45	50	11	15		22	20	—		1,0	0,95
2-40/1			60						—		—	—	26			0,92
1-45/1		25	—						15		22	20	—			1,11
2-45/1			65						—		—	—	26			1,08
1-50/1	М12		—	18	40	50	55	14	15		26	24	—	16		1,56
2-50/1			70						—		—	—	30			1,52
1-55/1		30	—			55	60		18	8	26	24	—			2,01
2-55/1			75						—		—	—	30			1,96
1-60/1	М16	35	—	22	50	60	65		18		30	28	—	20		2,28
2-60/1			75						—		—	—	30			2,22
1-70/1		40	—			70	75	18	25	10	30	28	—			3,60
2-70/1			90						—		—	—	40			3,50
1-80/1	М20	50	—	25	55	80	85	20	25	12	38	35	—	24		5,27
2-80/1			105						—		—	—	40			5,13
1-90/1		60	—			85	90		25		38	35	—			6,52
2-90/1			115						—		—	—	45			6,35
1-100/1	М24	70	—	30	70	90	100	25	25		45	42	—	28	1,6	8,62
2-100/1			120						—		—	—	45			8,39

Продолжение табл. 10

Крышка 2



r — см. стр. 33;
c — см. стр. 35;
размер $L = L_1$ на стр. 33.

Обозначение	d_6	d_7	l_2	h_{11}	h_{12}	h_{13}	h_{14}	h_{15}			c_1	Масса в кг
32/2	-			40		14	6					0,32
36/2			12		32				11	10		0,30
40/2				42		16						0,45
45/2	20	M10×1		45	36			13			1,0	0,55
50/2			15	50	38	18			13			0,60
55/2				55	45	22	8			15		1,06
60/2			18	58					16			1,17
70/2				65	50					20		1,70
80/2	25	M14×1,5	22	75	55	30		18	20		1,5	2,64
90/2				80	60					25		3,04
100/2			25	85	65	36	15		24			4,04

ГОСТ 11607—65 предусматривает также $d_{номин} = 25$; 28; 30 и выше 100 мм.

Пример обозначения корпуса $d_{номин} = 60$ мм, исполнения 1:

Корпус 1-60 ГОСТ 11607—65

То же, исполнения 2:

Корпус 2-60 ГОСТ 11607—65

Пример обозначения основания $d_{номин} = 60$ мм, исполнения 1:

Основание 1-60/1 ГОСТ 11607—65

То же, исполнения 2:

Основание 2-60/1 ГОСТ 11607—65

Пример обозначения крышки $d_{номин} = 60$ мм:

Крышка 60/2 ГОСТ 11607—65

Технические требования. Расточку отверстия D и подрезку торцов по размеру B производят совместно с деталью *2*.

Материал: основания и крышки СЧ 15-32; шпильки сталь 45. Покрытие шпильки Хим. Окс.

Отклонения размеров отливок по II классу точности ГОСТа 1855—55.

Неуказанные литейные радиусы от 3 до 5 *мм*.

Предельные отклонения размеров, не ограниченных допусками: охватывающих — по A_7, охватываемых — по B_7, прочих $\pm\frac{1}{2}(A_7=B_7)$.

Резьбовые отверстия под шпильки допускается изготовлять с тугой резьбой по $A_ш2$, при этом шпильки должны быть заменены на шпильки с тугой резьбой по Г1 ГОСТа 4608—65.

В смазочных отверстиях крышек допускается применять взамен резьб М10 × 1 и М14 × 1,5 соответственно резьбы К $^1/_8''$ и К $^1/_4''$ по ГОСТу 6111—52.

Острые кромки притупить.

Необработанные поверхности окрашивают в два слоя нитроэмалью серого цвета по ГОСТу 7462—55.

Рекомендуемые области применения корпусов. Исполнение 1 рекомендуется для корпусов, в которых перпендикулярные к плоскости разъема суммарные составляющие статических нагрузок направлены в сторону оснований. В тех случаях, когда эти составляющие направлены в сторону крышек, значения их не должны превышать величин, указанных в табл. 11.

11. Допускаемая статическая нагрузка

Обозначение корпуса	Допускаемая статическая нагрузка в *кГ*	Обозначение корпуса	Допускаемая статическая нагрузка в *кГ*
1-32	375	2-55	Св. 670 до 1000
2-32	Св. 375 до 560	1-60	1600
1-36	375	2-60	Св. 1600 до 2650
2-36	Св. 375 до 560	1-70	1600
1-40	375	2-70	Св. 1600 до 2650
2-40	Св. 375 до 560	1-80	3750
1-45	375	2-80	Св. 3750 до 5600
2-45	Св. 375 до 560	1-90	3750
1-50	670	2-90	Св. 3750 до 5600
2-50	Св. 670 до 1000	1-100	7100
1-55	670	2-100	Св. 7100 до 11200

Исполнение 2 рекомендуется для корпусов, в которых перпендикулярные к плоскости разъема суммарные составляющие статических нагрузок направлены в сторону крышек и их величины колеблются в пределах, указанных в табл. 11.

Расчет упорного подшипника (рис. 3)

Расчет плоской пяты. При хорошем смазывании

$$P \leqslant \frac{\pi d^2}{4} p\varphi,$$

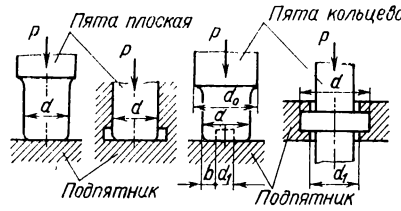


Рис. 3. Упорные подшипники

где p — удельное давление в $кГ/см^2$;
$\varphi = 0{,}9 \div 0{,}95$ — коэффициент, учитывающий уменьшения рабочей поверхности пяты из-за наличия смазочных канавок.

Для проверки на нагревание берется критерий pv, но под v подразумевается скорость точки, находящейся от оси вращения на расстоянии $\frac{2}{3}$ радиуса пя-

ты, тогда

$$pv = \frac{P}{\frac{\pi d^2}{4}} \cdot \frac{\pi n}{30} \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{d}{200} = \frac{4Pn}{9000\,d} \ кГ \cdot м/(см^2 сек),$$

где P — осевое усилие в $кГ$; n — число оборотов пяты в минуту; d — диаметр пяты в $см$.

Для пяты в зависимости от материала берут следующие значения p и pv:

Материал	p в $кГ/см^3$	pv в $кГ \cdot м/(см^2 сек)$	Материал	p в $кГ/см^2$	pv в $кГ \cdot м/(см^2 сек)$
Сталь по чугуну	20—25	20—40	Закаленная сталь по бронзе	75—80	20—40
по бронзе	40—60		То же по стали	120—150	
			» по баббиту	50—70	

Если проверка на нагревание дает неудовлетворительный результат, то диаметр пяты определяют из соотношения

$$d \geqslant \frac{4Pn}{9000pv}.$$

Расчет кольцевой пяты. Наружный диаметр d пяты выбирают по конструктивным соображениям; обычно $d = d_0 - (5 \div 20\ мм)$, а d_1 — из расчета на удельное давление

$$P \leqslant \frac{\pi}{4}(d^2 - d_1^2)\,p$$

и проверяют на нагревание

$$pv = \frac{Pn}{6000b} \ кГ \cdot м/(см^2 сек),$$

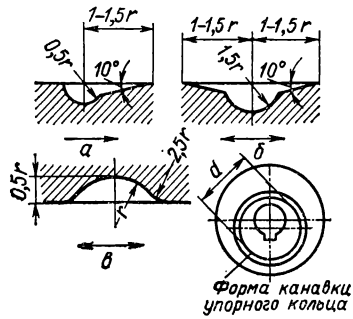
где P — осевое усилие в $кГ$; n — число оборотов пяты в минуту;

$$b = \frac{d}{2} - \frac{d_1}{2} \ см; \quad d \text{ и } d_1 \text{ в } см.$$

Размеры канавок упорных подшипников и колец приведены в табл. 12.

12. Канавки упорных подшипников и колец

Размеры в $мм$



d	До 60	60—80	80—90	90—110	110—140	140—180
	3	4	5	6	7	8

Пластмассовые подшипники

Подшипники из древесных пластиков. Подшипники скольжения из древесных слоистых пластиков отличаются хорошей износостойкостью, приближающейся к стойкости текстолита и цветных металлов. Наибольшей износостойкостью обладают торцовые поверхности древесного слоистого пластика, наименьшей — поверхности, параллельные клеевым слоям, что следует учитывать при конструировании втулок и вкладышей подшипников. Износ шеек валов, работающих в паре с вкладышами из древесного слоистого пластика, меньше, чем при работе с вкладышами из бронзы или антифрикционного чугуна.

Способность древесных пластиков поглощать воду и разбухать является их отрицательным свойством; в то же время смачиваемость материала позволяет применять воду в качестве смазывающего вещества.

Древесные пластики имеют относительно невысокий модуль упругости, вследствие чего подшипники излишне пружинят. Для уменьшения этого недостатка применяют вкладыши небольшой толщины с плотным набором в кассету. Другой недостаток пластика — низкая теплопроводность; поэтому нужно уделять большое внимание выбору смазки и способу ее подачи, что влияет на интенсивность отвода тепла.

При конструировании подшипников из древесных слоистых пластиков рекомендуется соблюдать следующие условия.

Толщину стенок вкладыша принимать: около 5 *мм* при диаметре вала до 50 *мм*; 8—10 *мм* при диаметре 60—100 *мм*; 10—12 *мм* при диаметре более 100 *мм*.

Для облегчения отвода тепла при больших удельных давлениях и окружных скоростях толщина вкладыша должна быть небольшой, длина — примерно равна его внутреннему диаметру (меньшая длина при смазке маслом).

При определении зазора между валом и подшипником учитывают тепловое расширение вала и подшипника, чистоту обработки поверхности, условия смазки и охлаждения. Если древесный пластик работает не по торцовой поверхности, принимают во внимание возможное изменение размеров от разбухания вкладыша. Если же он работает торцом к поверхности шейки вала, то при смазке и малом удельном давлении принимают зазор по ходовой посадке 3-го класса точности, а при большом удельном давлении — по ходовой посадке 4-го класса точности. При диаметре d шейки вала более 25 *мм* рекомендуется зазор 0,04 *мм* + + 0,002 d для малого удельного давления и 0,04 *мм* + 0,003 d для большого удельного давления. Для вкладышей из древесных пластиков следует принимать бóльшие зазоры, чем для металлических, чтобы устранить зажим вала при тепловом расширении. При работе средней интенсивности для диаметра вала от 25 до 100 *мм* зазор следует принимать 0,10—0,15 *мм*, для более интенсивной работы зазоры увеличивают.

Втулки рекомендуется запрессовывать в кассеты с натягом главным образом при смазке маслом. При смазке водой вкладыши разбухают, поэтому натяг допускается небольшой. Обычно величину натяга под запрессовку втулок при смазке маслом принимают 0,5—1,5% от внутреннего диаметра втулок.

В качестве смазки используют жидкие минеральные масла, воду, эмульсии и консистентные смазки. Циркуляционная смазка машинным маслом применима при нагрузках до 20 $кГ/см^2$ и скорости v до 4 *м/сек*. Дальнейшее повышение удельных нагрузок p до 200 $кГ/см^2$ и скорости v до 7—10 *м/сек* требует водяной смазки. При более жестких условиях работы подшипников рекомендуется использовать эмульсии.

Допускаемые в подшипниках удельное давление $p = 250 \div 350$ $кГ/см^2$, $pv = 250 \div 350$ $кГ \cdot м/(см^2 \cdot сек)$, рабочая температура не выше 80° С.

Текстолитовые подшипники. Подшипники из текстолита работают при температуре не выше 80° С. При смазке водой они допускают удельное давление $p = 300 \div 350$ $кГ/см^2$, $pv = 200 \div 250$ $кГ \cdot м/(см^2 \cdot сек)$; при смазке маслом допускают $p = 100 \div 150$ $кГ/см^2$; $pv = 200 \div 250$ $кГ \cdot м/(см^2 \cdot сек)$.

Коэффициент трения текстолита 0,07—0,08 при смазке минеральным маслом, 0,01—0,005 при смазке водой.

Полиамидные подшипники. Из полиамида 68 изготовляют втулки и вкладыши способом литья под давлением. Полиамидные подшипники обладают малым

коэффициентом трения и стойкостью к истиранию. Они допускают удельное давление $p = 100 \div 150$ *кГ/см²*, $pv = 150 \div 200$ *кГ·м/(см²·сек)*, рабочую температуру не выше 100° С; смазка минеральным маслом.

Капроновые подшипники. Капроновые подшипники допускают удельное давление $p \leqslant 120$ *кГ/см²*, окружную скорость $v \leqslant 5$ *м/сек* и температуру нагрева $t \leqslant 120°$ С.

Относительный зазор в подшипнике $\varphi = \frac{D-d}{d} \approx 0{,}003 \div 0{,}006$,

где D — диаметр расточки вкладыша; d — диаметр шейки вала.

Капроновые подшипники смазывают минеральными маслами небольшой вязкости. При смазке водой грузоподъемность подшипников уменьшается. При $p < 5$ *кГ/см²* и $v < 1$ *м/сек* подшипники могут работать без смазки.

В капроновых подшипниках вследствие их малой теплопроводности резче, чем в металлических, сказывается влияние скорости скольжения на температуру и грузоподъемность. Например, при уменьшении скорости с 1 до 0,4 *м/сек* удельную нагрузку при работе всухую можно увеличить на непродолжительное время с 2—5 до 20—25 *кГ/см²*. Добавлением небольшого количества (1—5%) двусернистого молибдена или коллоидального графита увеличивается антифрикционное свойство подшипников.

К недостаткам капроновых (как и других пластмассовых) подшипников относится разбухание в воде, малая теплопроводность, большая упругая деформация. Для уменьшения этих недостатков применяют металлические вкладыши, облицованные тонким слоем капрона (а также и других пластмасс). Облицовка осуществляется вихревым распылением. При изнашивании капроновый слой восстанавливается повторной облицовкой. Недостатком пленочных капроновых облицовок является оплавление даже при небольшом перегреве и старение с последующим разрушением.

ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

Характеристики основных типов подшипников

Радиальные однорядные шарикоподшипники (см. табл. 35). Однорядные радиальные шарикоподшипники наряду с радиальной нагрузкой способны воспринимать осевую нагрузку, величина которой не должна превышать 70% неиспользованной допустимой радиальной нагрузки при заданной расчетной долговечности. Поэтому эти подшипники можно применять для фиксации вала или корпуса в осевом направлении.

Однорядные радиальные шарикоподшипники имеют относительно небольшие потери на трение, поэтому им следует отдавать предпочтение, если расчетный срок службы подшипника находится в пределах нормальной работоспособности машины. Они хорошо работают также в узлах машин при расточке посадочных мест под все подшипники, стоящие на одном валу, с одного установа или при правильно выбранных базах для обработки. Радиальные однорядные подшипники могут работать с перекосом внутреннего кольца по отношению к наружному не более 15′, при установке с большим перекосом долговечность подшипников резко снижается, возможен их перегрев, а также разрыв сепаратора.

Радиальный однорядный шарикоподшипник может выполняться следующих конструктивных разновидностей:

а) с канавкой на наружном кольце для стопорной шайбы; такие подшипники позволяют растачивать корпусы на проход без заплечиков;

б) с одной и двумя защитными шайбами, а также со встроенными фетровыми и резиновыми уплотнениями; применяются, когда затруднена установка самостоятельных уплотняющих устройств в корпусе подшипникового узла или невозможна подпитка подшипников смазкой в процессе эксплуатации.

Радиальные роликоподшипники с короткими цилиндрическими роликами (см. табл. 39). *Подшипники типа 2000.* Наружное кольцо без бортов, и поэтому его можно снимать. Подшипники этого типа применяют в узлах машин при необходимости создать «плавающую» опору (наружное кольцо перемещается

в осевом направлении по телам качения); подшипник воспринимает только радиальную нагрузку.

Подшипники типа 32000. Внутреннее кольцо без бортов, и его можно вынуть; применяются в тех же случаях, что и подшипники типа 2000; воспринимают также только радиальную нагрузку.

Подшипники типа 42000. Внутреннее кольцо с одним бортом, наружное — с двумя, можно вынуть внутреннее кольцо; применяют в узлах машин, требующих фиксации вала в одном направлении; воспринимают радиальную нагрузку.

Благодаря разборной конструкции подшипники с короткими цилиндрическими роликами более удобны для монтажа, чем шарикоподшипники, и при одинаковых габаритных размерах обладают большей радиальной грузоподъемностью.

Подшипники с короткими цилиндрическими роликами можно использовать в узлах машин с жесткими короткими валами, которые не имеют прогиба под действием внешних нагрузок. Не следует применять их в узлах машин, допускающих относительный перекос наружного и внутреннего колец.

Если в одной опоре установлен роликовый подшипник без бортов на одном из колец, то в другой опоре обязательно должен быть применен подшипник, фиксирующий положение вала относительно корпуса.

Подшипники с короткими цилиндрическими роликами целесообразно использовать в шпинделях металлорежущих станков, опорах центробежных насосов и др.

Радиальные сферические (самоустанавливающиеся) шарикоподшипники (см. табл. 37). Подшипники типа 1000 в основном предназначены для восприятия радиальной нагрузки; одновременно могут также воспринимать небольшую осевую нагрузку в обе стороны, величина которой не должна превышать 20% неиспользованной допустимой радиальной нагрузки при заданной расчетной долговечности.

Подшипники типа 1000 могут работать при значительном перекосе (до 3°) внутреннего кольца относительно наружного, вызванном несоосностью посадочных мест или прогибом вала от действия нагрузок. Поэтому их можно устанавливать в узлах машин с отдельно стоящими корпусами при несовпадении осей посадочных мест под подшипники.

Конструктивной разновидностью подшипника типа 1000 является подшипник 11000 с конусным отверстием (конус 1 12) на закрепительной втулке, допускающей установку на гладких валах без заплечиков, что значительно облегчает монтаж и демонтаж подшипников. Шарикоподшипники радиальные сферические (самоустанавливающиеся) применяют в вентиляторах, воздуходувках и др.

Радиальные сферические двухрядные роликоподшипники (см. табл. 38). Подшипники типа 3000 имеют наибольшую грузоподъемность по сравнению с любым типом подшипников соответствующих габаритов; могут воспринимать одновременно с радиальной нагрузкой также и двустороннюю осевую нагрузку, которая не должна превышать 20% неиспользованной допустимой радиальной нагрузки. Способность к самоустанавливанию та же, что и у шарикового двухрядного сферического подшипника.

Конструктивной разновидностью подшипника этого типа является подшипник 13000 с конусным отверстием внутреннего кольца (конус 1 12), применяемый для установки либо непосредственно на конической посадочной шейке вала, либо на гладком цилиндрическом валу при помощи промежуточной закрепительной или закрепительно-стяжной втулки.

Радиальные сферические двухрядные роликоподшипники применяют в опорах длинных многоопорных валов, подверженных значительным прогибам под действием внешних нагрузок, а также в узлах машин с отдельно стоящими подшипниковыми корпусами, когда установка корпусов на одной общей плите нецелесообразна (в центробежных вентиляторах, насосах, дымососах, грохотах, камнедробилках и других машинах).

Радиально-упорные шарикоподшипники (см. табл. 42—44). Шарикоподшипники предназначены для восприятия нагрузок, действующих в радиальном и

осевом направлениях. Одинарный подшипник может воспринимать только осевую нагрузку, действующую в одном направлении. Для фиксации вала в обоих направлениях подшипники необходимо устанавливать попарно, что позволяет осуществить предварительный натяг в комплекте.

Для восприятия больших осевых нагрузок возможна установка нескольких подшипников друг за другом (узкий торец наружного кольца одного подшипника должен упираться в широкий торец другого подшипника) — каскадная установка. При соответствующей комплектовке обеспечивается равномерное распределение нагрузки между отдельными подшипниками. Предельное число оборотов такой группы соответствует допустимому числу оборотов составляющих подшипников.

Подшипники этого типа применяют в узлах с жесткими двухопорными валами при сравнительно небольших расстояниях между опорами, а также в узлах, требующих регулировки внутреннего зазора в подшипниках во время монтажа и при эксплуатации (в шпинделях металлорежущих и деревообрабатывающих станков, червячных редукторов, передних колесах автомобилей, магнето и др.).

Игольчатые роликоподшипники (см. табл. 40 и 41). Игольчатые подшипники воспринимают только радиальную нагрузку и в зависимости от конструктивной особенности подшипникового узла могут быть применены без внутреннего или наружного или без обоих колец. В таких случаях дорожки качения в корпусе и на валу должны обладать теми же качествами (твердостью, точностью и качеством обработки), что и кольца подшипника. Подшипники весьма чувствительны к перекосам рабочих поверхностей. Растачивать посадочные места под игольчатые подшипники при двухопорных валах необходимо с одного установа.

Игольчатые подшипники применяют в узлах машин ограниченных размеров и часто в узлах машин с качательным движением (в карданных механизмах автомобилей, поршневых пальцах, распределительных валах двигателей, коромыслах распределительных механизмов, опорах кривошипно-шатунных механизмов и пр.). В узлах с качательным движением подшипники необходимо смазывать жидким минеральным маслом.

Роликоподшипники с витыми роликами. Подшипники предназначены для восприятия только радиальной нагрузки, могут также воспринимать ударные нагрузки; применяются в узлах машин, не требующих точного вращения (узлы в вагонетках внутризаводского транспорта, рабочие и транспортные ролики рольгангов прокатных станов и др.).

Конические роликоподшипники (см. табл. 45). Подшипники являются радиально-упорными и предназначены для восприятия радиальных и осевых нагрузок. При установке двух подшипников рядом или на противоположных концах двухопорного вала способны воспринимать чисто радиальные нагрузки.

Так как наружное кольцо съемное, подшипник удобен для раздельного монтажа (наружного кольца в корпус, внутреннего с комплектом роликов на вал).

Конические роликоподшипники весьма чувствительны к осевой игре, при сильной затяжке резко повышается температура, при значительной осевой игре возможно разрушение подшипника. Поэтому как при монтаже, так и в эксплуатации необходимо особо внимательно регулировать осевую игру.

Однорядные конические роликоподшипники применяют в узлах машин с жесткими двухопорными валами при небольшом расстоянии между опорами (в червячных редукторах средних и больших мощностей, колесах грузовых автомобилей, катках гусениц тракторов, шпинделях металлорежущих станков).

Разновидностью однорядного конического роликоподшипника является подшипник типа 67000 с упорным бортом на наружном кольце, применяемый в металлорежущих станках, а также в узлах машин с ограниченными габаритами.

Упорные шарикоподшипники (см. табл. 46 и 47). Одинарные подшипники типа 8000 предназначены для восприятия осевой нагрузки в одном направлении, двойные типа 38000 — в обоих направлениях.

Одно из колец одинарного подшипника — тугое, монтируется непосредственно на вал с соответствующей посадкой, второе, так называемое свободное,

устанавливается в корпусе. Так как несовпадение осей вала и корпуса приводит к преждевременному выходу из строя упорных подшипников, то для возможности самоустановки колец рекомендуется производить монтаж свободного кольца в корпус с зазором 0,4—0,6 *мм* на диаметр.

Чтобы устранить влияние монтажного перекоса осей колец подшипника вследствие нарушения перпендикулярности опорной поверхности корпуса к оси вала, под опорную поверхность свободного кольца следует подкладывать какой-либо пластический материал: линолеум, кожу, маслостойкую резину, севанит и др.

Двойные упорные шарикоподшипники состоят из одного тугого кольца с двумя дорожками качения, двух свободных колец с двумя комплектами тел качения в сепараторе.

Упорные шарикоподшипники применяют в вертикальных центрифугах, в тихоходных редукторах, передающих большие крутящие моменты, в крановых крюках, шпинделях металлорежущих станков, опорах поворотных кранов, вращающихся центрах металлорежущих станков, домкратах и других машинах.

13. Классы точности и их обозначения

Класс точности	Условное обозначение классов точности
Нормальный	Н
Повышенный	П
Высокий	В
Особо высокий	А
Сверхвысокий	С

Подшипники могут быть изготовлены также и по промежуточным классам точности ВП, АВ, СА, где первая буква указывает класс точности внутреннего, а вторая — класс точности наружного кольца.

Классы точности подшипников

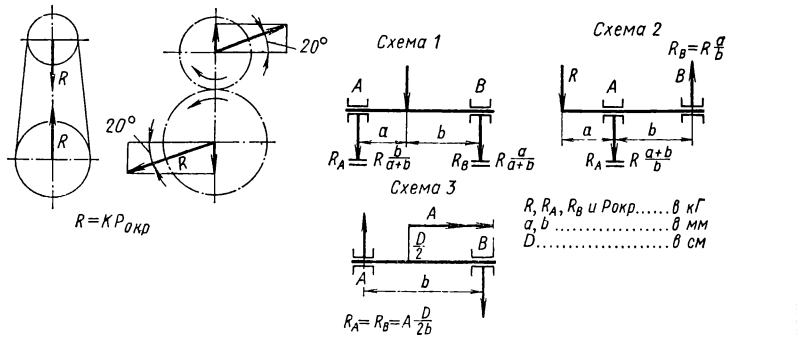
По точности основных размеров и точности вращения подшипники разделяются на классы (табл. 13—14).

Выбор класса точности шпиндельных подшипников. Выбирают класс точности переднего (или заднего) подшипника и затем рассчитывают необходимую точность заднего (переднего) подшипника.

14. Распространение классов точности на виды подшипников

Класс точности	Подшипники
С и СА	Шариковые радиальные однорядные (ГОСТ 8338—57, серия 200 и 300). Шариковые радиально-упорные (ГОСТ 831—62, серий и типов 6000, 36100, 36200, 46100, 46200). Шариковые радиально-упорные сдвоенные (ГОСТ 832—66, легкой серии с углом контакта 12 и 26°). Роликовые с короткими цилиндрическими роликами (ГОСТ 8328—57, типы 2000 и 32000 легкой и средней серий). Роликовые конические (ГОСТ 333—71)
А и АВ	Указанные для классов точности С и СА, а также: шариковые радиальные однорядные (ГОСТ 8338—57, серии 400); шариковые радиально-упорные (ГОСТ 831—62, серий 36300, 66300, 66400, 46300, 46400); шариковые радиально-упорные сдвоенные (ГОСТ 832—66, средней и тяжелой серий); роликовые с короткими цилиндрическими роликами (ГОСТ 8328—57, тип 2000 и 32000 тяжелой серии, а также тип 42000); шариковые сферические двухрядные с внутренним диаметром до 80 *мм* (ГОСТ 5720—51)
В, П и ВП	Указанные для классов точности С, СА, А, АВ, а также: шариковые радиальные однорядные с защитными шайбами (ГОСТ 7242—70); шариковые сферические двухрядные (ГОСТ 5720—51)
Н	Шариковые и роликовые всех типов, предусмотренные ГОСТом 520—71

15. Расчетные схемы нагрузок на опоры



K	Передача	K	Передача
1,1	Зубчатая $\alpha = 20°$; $\beta = 0°$	3	Плоским ремнем
1,25	Цепью	2	То же с натяжным роликом
1,5	Клиновидным ремнем	0,2	Упругой муфтой

Задаются радиальным биением заднего C_2 (рис. 4) и переднего C_1 подшипников. Тогда допускаемое радиальное биение

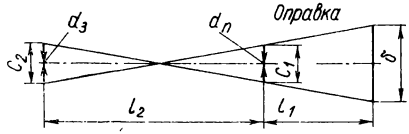


Рис. Схема определения радиального биения

$$C_1 = \frac{0{,}67m\delta - K^2C_2}{K_1(m+1)};$$

$$C_2 = \frac{0{,}67m\delta - K_1(m+1)C_1}{K_2},$$

где $m = \frac{l_2}{l_1}$; δ — биение оправки в месте проверки точности в *мм*; K_1, K_2 — коэффициенты, учитывающие количество подшипников, установленных соответственно в передней и задней опорах; при двух подшипниках $K = 0{,}71$; C_1 и C_2 в *мм*.

Точность подшипников задней опоры следует выбирать на один-два класса ниже точности подшипников передней опоры.

Выбор подшипников качения

При выборе типа и размеров шарико- и роликоподшипников учитывают следующие факторы:

а) величину и направление нагрузки (радиальная, осевая, комбинированная; рис. 5);

б) характер нагрузки (постоянная, переменная, ударная);

в) число оборотов вращающегося кольца подшипника;

г) необходимую долговечность (желаемый срок службы, выраженный в часах);

д) окружающую среду (температура, влажность, кислотность и т. п.);

е) требования к подшипнику, предъявляемые конструкцией узла машины или механизма (необходимость самоустанавливаемости подшипника в опоре с целью компенсации перекосов вала или корпуса, обеспечение перемещения вала в осевом направлении, целесообразность монтажа подшипника непосредственно на вал, на закрепительную или закрепительно-стяжную втулку, необходимость регулирования радиальной и осевой игры подшипника и т. д.).

При выборе подшипников не следует задаваться чрезмерно большим сроком службы (долговечностью), так как это приводит к увеличению размеров подшипника.

Подшипники выбирают по следующей схеме:

а) намечают тип подшипника, исходя из условий эксплуатации и конструкции конкретного подшипникового узла в соответствии с указаниями, приведенными в разделе «Размеры и основные характеристики подшипников» (табл. 35—47);

б) определяют размеры подшипника в зависимости от действующих нагрузок, числа оборотов и требуемого срока службы;

в) назначают класс точности подшипника с учетом требований к точности вращения узла.

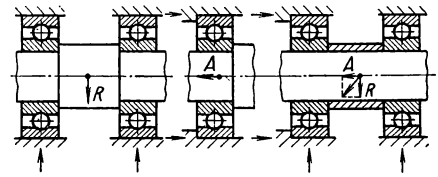


Рис. 5. Нагрузка на подшипники

Подшипник требуемого типоразмера выбирают по его коэффициенту работоспособности C, который зависит от конструкции подшипника, его материала и ряда других параметров.

Расчет долговечности подшипника

Под расчетной долговечностью подшипника понимается время, выраженное в часах, в течение которого не менее 90% партии подшипников должны проработать при идентичных условиях без признаков усталости металла. Характерными признаками усталости являются следы выкрашивания металла на рабочих поверхностях в виде раковин или отслаивания (шелушения).

Долговечность подшипника зависит от величины и направления нагрузки, числа оборотов, коэффициента работоспособности и ряда других факторов.

Связь между расчетной долговечностью h, условной нагрузкой Q, числом оборотов n и коэффициентом работоспособности C определяется следующим эмпирическим равенством:

$$Q\,(nh)^{0{,}3} = C. \tag{1}$$

Формула справедлива при $n > 10$ *об/мин*, но не превышающем предельного числа оборотов, допускаемого для данного подшипника; при $n = 1 \div 10$ *об/мин* C подсчитывается, как для 10 *об/мин*; при $n < 1$ *об/мин* действующая нагрузка принимается как статическая и при выборе подшипника сравнивается с допускаемой статической нагрузкой для конкретного подшипника.

Коэффициент работоспособности, предельное число оборотов и допускаемая статическая нагрузка для стандартных подшипников приведены в табл. 35—39, 43; 44; 47.

Условная нагрузка

Условная нагрузка Q учитывает как характер и направление действующих нагрузок, так и особенности кинематики и температуру узла.

Условную нагрузку для подшипников определяют по формулам: для радиальных

$$Q = (RK_к + mA)\,K_б K_т, \tag{2}$$

для радиально-упорных

$$Q = [RK_к + m\,(A - S)]\,K_б K_т, \tag{3}$$

для упорных

$$Q = AK_б K_т, \tag{4}$$

где R — радиальная нагрузка в *кГ*; A — осевая нагрузка в *кГ*; S — осевая сила (реакция), возникающая в подшипнике от радиальной нагрузки (существует только при установке радиально-упорных подшипников); m — коэффициент, учитывающий неодинаковое влияние радиальных и осевых нагрузок на

срок службы подшипника; $K_б$ — коэффициент, учитывающий влияние характера нагрузки на срок службы подшипника; $K_т$ — коэффициент, учитывающий влияние температурного режима на срок службы подшипника; $K_к$ — коэффициент, учитывающий зависимость срока службы подшипника от того, какое кольцо вращается относительно вектора нагрузки.

Значения коэффициентов $K_б$, $K_т$, $K_к$ и m приведены в табл. 16, 17, 18, 19.

Коэффициент m зависит от соотношения радиальной R и осевой A нагрузок:

при $\frac{R}{A} > 2$ значения m берут по таблице;

» $\frac{R}{A} \approx 2$ табличные значения m увеличивают на 15%;

» $\frac{R}{A} \approx 1$ табличные значения m увеличивают на 25%;

при чисто осевой нагрузке табличные значения m увеличивают на 35% (это не относится к подшипникам типов 46000, 66000 по табл. 43);

при $\frac{R}{A} > 5$ осевую нагрузку на радиальные однорядные радиально-упорные шарикоподшипники, а также и конические роликоподшипники можно не учитывать.

Коэффициент m зависит от угла контакта дорожки качения с телами качения.

Выбор радиальных шарико- и роликоподшипник

Подшипники выбирают по коэффициенту работоспособности, который определяют по формуле

$$C = (RK_к + mA)\, K_б K_т\, (nh)^{0{,}3}. \qquad (5)$$

Эта формула получена путем объединения равенства (1) и формулы (2). Значения $(nh)^{0{,}3}$ приведены в табл. 20.

Пример выбора радиального шарикоподшипника. По условиям работы узла выбран радиальный однорядный шарикоподшипник, на который действуют радиальная $R = 550$ *кГ* и осевая $A = 270$ *кГ* нагрузки при скорости вращения наружного кольца $n = 1250$ *об/мин*. Вектор нагрузки неподвижен относительно внутреннего кольца. Подшипник в процессе работы подвергается легким ударам и небольшим кратковременным перегрузкам. Рабочая температура его не выше 100° С. Желаемая долговечность 5000 *ч*.

Требуется определить размеры подшипника, отвечающего заданным режимам работы при диаметре вала 95 *мм*.

Коэффициент работоспособности подсчитывают по формуле (5):

$$C = (RK_к + mA)\, K_б K_т\, (nh)^{0{,}3},$$

где $K_б = 1{,}2$ (табл. 16); $K_т = 1{,}0$ (табл. 17); $K_к = 1{,}4$ (табл. 18). Коэффициент m — по табл. 19 равен 1,5, имея в виду, что $\frac{R}{A} = \frac{550}{270} \approx 2$, увеличиваем это значение на 15%; $m = 1{,}725$.

Подставляя найденные коэффициенты в формулу (5), получаем $C = (550 \times \times 1{,}4 + 1{,}725 \times 270)\, 1{,}2 \cdot 1\, (1250 \cdot 5000)^{0{,}3}$.

Согласно табл. 20 величина $(1250 \cdot 5000)^{0{,}3} = 110$; тогда $C \approx 180\,000$.

Следовательно, необходим подшипник, коэффициент работоспособности которого C должен быть не менее 180 000. Этому значению C соответствует радиальный однорядный шарикоподшипник 319.

При выборе радиальных роликоподшипников с цилиндрическими роликами расчет ведется исходя только из радиальной нагрузки по формуле

$$C = RK_к K_б K_т\, (nh)^{0{,}3}. \qquad (6)$$

Некоторые конструкции подшипников с цилиндрическими роликами могут воспринимать случайно действующие небольшие осевые нагрузки, которые при расчете долговечности не учитываются.

16. Примерные значения коэффициента $K_б$

Характер нагрузки на подшипник	$K_б$
Спокойная; толчки отсутствуют	1
Легкие толчки. Кратковременные перегрузки до 125% нормальной (расчетной) нагрузки	1—1,2
Умеренные толчки. Вибрация нагрузки. Кратковременная перегрузка до 150% нормальной (расчетной) нагрузки	1,3—1,8
Со значительными толчками и вибрацией. Кратковременные перегрузки до 200% нормальной (расчетной) нагрузки	1,8—2,5
С сильными ударами и кратковременными перегрузками до 300% нормальной (расчетной) нагрузки	2,5—3

17. Значение температурного коэффициента K_T

Рабочая температура подшипника в °С	125	150	175	200	225	250
K_T	1,05	1,1	1,15	1,25	1,35	1,4

18. Значение коэффициента $K_к$

Кольцо, вращающееся относительно вектора нагрузки	$K_к$
Внутреннее	1
Наружное:	
сферических подшипников	1,1
прочих подшипников	1,4

19. Значение коэффициента m

Тип подшипника	Обозначение типа и серии подшипника	Внутренний диаметр подшипника в *мм*	m
Шариковые радиальные однорядные	100, 200, 300, 400	Для всех диаметров	1,5
Шариковые радиальные сферические легкой серии	1200, 11200	До 17 20—40 45 и выше	2,5 3,5 4,5
То же, средней серии	1300, 11300	До 30 35 и выше	3 4
То же, широкой серии	1500, 1600. 11500, 11600	—	2,5
Роликовые радиальные сферические легкой серии	3500, 13500	—	4,5
То же, средней серии	3600, 13600	—	3,5
Шариковые радиально-упорные однорядные	36000 46000 66000	Для всех диаметров	1,5 0.7 0,5
Шариковые магнетные	6000	—	2
Роликовые конические особо легкой и легкой серии	7100 7200 7500	—	1,5
То же, средней серии	7300, 7600	—	1,8

20. Значения $(nh)^{0,3} = \frac{C}{Q}$

	n в об/мин															
h в ч	10	16	20		32	40	50	63	80	100	125	160	200	250	320	400
100	8,0	9,2	9,8	10,5	11,2	12,0	13,0	13,8	14,8	16,0	17,0	18,2	19,5	21,0	22,4	24,0
125	8,5	9,8	10,5	11,2	12,0	13,0	13,8	14,8	16,0	17,0	18,2	19,5	21,0	22,4	24,0	25,7
160	9,2	10,5	11,2	12,0	13,0	13,8	14,8	16,0	17,0	18,2	19,5	21,0	22,4	24,0	25,7	27,5
200	9,8	11,2	12,0	13,0	13,8	14,8	16,0	17,0	18,2	19,5	21,0	22,4	24,0	25,7	27,5	29,5
250	10,5	12,0	13,0	13,8	14,8	16,0	17,0	18,2	19,5	21,0	22,4	24,0	25,7	27,5	29,5	32,0
320	11,2	13,0	13,8	14,8	16,0	17,0	18,2	19,5	21,0	22,4	24,0	25,7	27,5	29,5	32,0	34,0
400	12,0	13,8	14,8	16,0	17,0	18,2	19,5	21,0	22,4	24,0	25,7	27,5	29,5	32,0	34,0	36,3
500	13,0	14,8	16,0	17,0	18,2	19,5	21,0	22,4	24,0	25,7	27,5	29,5	32,0	34,0	36,3	39,0
630	13,8	16,0	17,0	18,2	19,5	21,0	22,4	24,0	25,7	27,5	29,5	32,0	34,0	36,3	39,0	41,7
800	14,8	17,0	18,2	19,5	21,0	22,4	24,0	25,7	27,5	29,5	32,0	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7
1 000	16,0	18,2	19,5	21,0	22,4	24,0	25,7	27,5	29,5	32,0	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0
1 250	17,0	19,5	21,0	22,4	24,0	25,7	27,5	29,5	32,0	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3
1 600	18,2	21,0	22,4	24,0	25,7	27,5	29,5	32,0	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0
2 000	19,5	22,4	24,0	25,7	27,5	29,5	32,0	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0
2 500	21,0	24,0	25,7	27,5	29,5	32,0	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0
3 200	22,4	25,7	27,5	29,5	32,0	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6
4 000	24,0	27,5	29,5	32,0	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5
5 000	25,7	29,5	32,0	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7
6 300	27,5	32,0	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2
8 000	29,5	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0
10 000	32,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5
12 500	34,0	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102
16 000	36,3	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102	110
20 000	39,0	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102	110	117
25 000	41,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102	110	117	126
32 000	44,7	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102	110	117	126	135
40 000	48,0	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102	110	117	126	135	145
50 000	51,3	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102	110	117	126	135	145	155
63 000	55,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102	110	117	126	135	145	155	166
80 000	59,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102	110	117	126	135	145	155	166	178

h в ч	n в об/мин																h в ч
	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3200	4000	5000	6300	8000	10 000	12 500	16 000	
100	25,7	27,5	29,5	32,0	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	100
125	27,5	29,5	32,0	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	125
160	29,5	32,0	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	160
200	32,0	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	200
250	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	250
320	36,3	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102	320
400	39,0	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102	110	400
500	41,7	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102	110	117	500
630	44,7	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102	110	117	126	630
800	48,0	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102	110	117	126	135	800
1 000	51,3	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102	110	117	126	135	145	1 000
1 250	55,0	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102	110	117	126	135	145	155	1 250
1 600	59,0	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102	110	117	126	135	145	155	166	1 600
2 000	63,0	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102	110	117	126	135	145	155	166	178	2 000
2 500	67,6	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102	110	117	126	135	145	155	166	178	191	2 500
3 200	72,5	77,7	83,2	89,0	95,5	102	110	117	126	135	145	155	166	178	191	204	3 200
4 000	77,7	83,2	89,0	95,5	102	110	117	126	135	145	155	166	178	191	204	219	4 000
5 000	83,2	89,0	95,5	102	110	117	126	135	145	155	166	178	191	204	219	235	5 000
6 300	89,0	95,5	102	110	117	126	135	145	155	166	178	191	204	219	235	251	6 300
8 000	95,5	102	110	117	126	135	145	155	166	178	191	204	219	235	251	269	8 000
10 000	102	110	117	126	135	145	155	166	178	191	204	219	235	251	269	289	10 000
12 500	110	117	126	135	145	155	166	178	191	204	219	235	251	269	289	309	12 500
16 000	117	126	135	145	155	166	178	191	204	219	235	251	269	289	309	331	16 000
20 000	126	135	145	155	166	178	191	204	219	235	251	269	289	309	331	355	20 000
25 000	135	145	155	166	178	191	204	219	235	251	269	289	309	331	355	380	25 000
32 000	145	155	166	178	191	204	219	235	251	269	289	309	331	355	380	407	32 000
40 000	155	166	178	191	204	219	235	251	269	289	309	331	355	380	407	437	40 000
50 000	166	178	191	204	219	235	251	269	289	309	331	355	380	407	437	469	50 000
63 000	178	191	204	219	235	251	269	239	309	331	355	380	407	437	469	502	63 000
80 000	191	204	219	235	251	269	289	309	331	355	380	407	437	469	502	540	80 000

Величины, приведенные в таблице, подсчитаны из условия $10^{0{,}3} = 2$.

Выбор радиально-упорных подшипников

Коэффициент работоспособности радиально-упорных подшипников определяют по формуле

$$C=[RK_к+m(A-S)]K_б K_т (nh)^{0,3}. \quad (7)$$

Под действием радиальной нагрузки на радиально-упорные шариковые и роликовые подшипники вследствие углового контакта тел качения (шариков или роликов) с кольцами возникает направленная вдоль оси вала сила S (рис. 6), которая разгружает подшипник от действующей осевой нагрузки. В некоторых случаях при определенном соотношении радиальных нагрузок на два подшипника, установленных разноименными торцами друг к другу, эти осевые силы могут взаимно уравновешиваться и, следовательно, в расчете не учитываться, тогда условную нагрузку Q определяют по формуле (2). Если осевые составляющие взаимно не уравновешиваются, то условную радиальную нагрузку подсчитывают по формулам, приведенным в табл. 21, составленной для различных схем расположения радиально-упорных подшипников и соотношений радиальной нагрузки R, осевой нагрузки A и осевой составляющей S. Величину осевой составляющей S от радиальной нагрузки подсчитывают по формуле

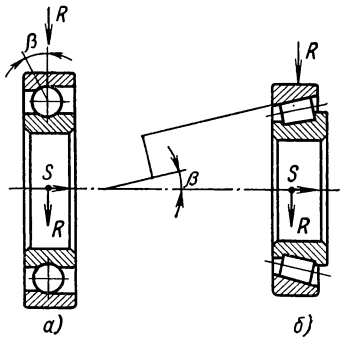


Рис. 6. Схема действия сил подшипники

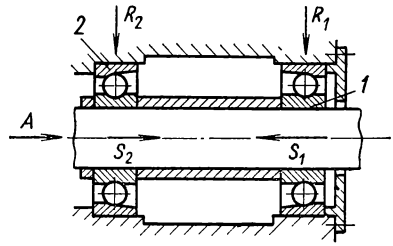


Рис. 7. Схема установки подшипников

$$S \approx 1{,}3R \operatorname{tg} \beta,$$

где β — угол контакта тел качения с дорожкой качения наружного кольца подшипника.

Примерные значения угла β следующие:

шарикоподшипники радиально-упорные типа 36000 — 12°, типа 46000 — 26°, типа 66000 — 36°;

роликоподшипники конические типа 7000 — 11—15°.

Значение коэффициента m для приближенных расчетов берут по табл. 19, а для более точных — определяют по формуле

$$m=\frac{1}{2{,}6 \operatorname{tg} \beta}.$$

Пример выбора радиально-упорных шарикоподшипников. В узле предполагается установить два радиально-упорных шарикоподшипника по схеме, приведенной на рис. 7.

На подшипники действуют следующие нагрузки: $R_1 = 100$ *кГ*, $R_2 = 210$ *кГ*, $A = 90$ *кГ* при скорости вращения вала $n = 5000$ *об/мин*.

Вектор нагрузки перемещается относительно внутреннего кольца. Подшипник подвергается умеренным толчкам с вибрацией нагрузки. Рабочая температура подшипников не свыше 60° С. Желаемая долговечность 2000 *ч*. Диаметр вала 40 *мм*.

Требуется определить размеры подшипников, отвечающих заданным условиям.

В данном случае $R_1 < R_2$; $A > 0$, следовательно, для определения условных нагрузок пользуются вариантом 15 табл. 21, согласно которому:

а) для подшипника *1*

$$Q_1 = \{R_1 K_к + m\,[A + (S_2 - S_1)]\}\, K_б K_т.$$

Для радиально-упорных шарикоподшипников с углом контакта 26° $m = 0{,}7$ (табл. 19). Осевые составляющие S от радиальной нагрузки находят по формулам: $S_1 = 1{,}3\, R_1 \operatorname{tg} \beta_1$; $S_2 = 1{,}3\, R_2 \operatorname{tg} \beta_2$; для радиально-упорных подшипников с углом контакта 26° $\operatorname{tg} \beta = 0{,}487$, тогда

$$S_1 = 1{,}3 \cdot 100 \cdot 0{,}487 = 63 \text{ кГ};$$

$$S_2 = 1{,}3 \cdot 210 \cdot 0{,}487 = 133 \text{ кГ}.$$

По заданным условиям для обоих подшипников можно принять

$$K_б = 1{,}5 \text{ (табл. 16)};$$

$$K_т = 1 \text{ (табл. 17)};$$

$$K_к = 1 \text{ (табл. 18)};$$

тогда $Q = \{100 \cdot 1 + 0{,}7\,[90 + (133 - 63)]\} \times 1{,}5 \cdot 1{,}0 = 318$ *кГ*.

Коэффициент работоспособности подшипника *1* должен быть

$$C = Q_1\,(nh)^{0{,}3},$$

$$C = 318\,(5000 \cdot 2000)^{0{,}3} \approx 40\,000.$$

Этому коэффициенту работоспособности при диаметре отверстия подшипника $d = 40$ *мм* соответствует радиально-упорный шарикоподшипник 46208 с габаритами $40 \times 80 \times 18$;

б) для подшипника *2*

$$Q_2 = R_2 K_к K_б K_т.$$

Подставляя числовые значения, получаем

$$Q_2 = 210 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}5 \cdot 1{,}0 = 315 \text{ кГ}.$$

Требуемый коэффициент работоспособности

$$C = Q_2\,(nh)^{0{,}3};$$

$$C = 315\,(5000 \cdot 2000)^{0{,}3} = 40\,000.$$

Требуемому коэффициенту работоспособности отвечает тот же подшипник 46208, что и в первой опоре.

Выбор упорных подши

Формула для выбора упорных подшипников получается преобразованием формулы (5), в которой принимается $R = 0$ и $m = 1$, тогда

$$C = A K_б K_т\,(nh)^{0{,}3}. \tag{8}$$

Метод выбора коэффициентов для упорных подшипников не отличается от методов выбора их для радиальных и радиально-упорных подшипников.

Выбор подшипников, работающих при переменной нагрузке и переменном числе оборотов

Для подшипниковых узлов, где нагрузка и число оборотов изменяются (опоры валов коробок скоростей, канатных барабанов и др.), подшипник выбирают по эквивалентной нагрузке $Q_{экв}$ и условному числу оборотов $n_{экв}$.

Допустим, что подшипник работает при чередующихся по времени нагрузках $Q_1, Q_2, Q_3, \ldots, Q_n$ и соответствующих им числах оборотов $n_1, n_2, n_3, \ldots, n_n$.

Продолжительность работы подшипника при каждом режиме относительно общего срока его службы в долях единицы составляет

$$\alpha_1,\ \alpha_2,\ \alpha_3,\qquad \alpha_n.$$

Задаваясь условным числом оборотов n, которое обычно принимается равным числу оборотов превалирующего режима, имеем

$$\beta_1=\frac{n_1}{n};\quad \beta_2=\frac{n_2}{n};$$

$$\beta_3=\frac{n_3}{n};\qquad \beta_n=\frac{n_n}{n},$$

тогда эквивалентная нагрузка $Q_{экв}$ определяется (для всех подшипников, за исключением подшипников с витыми роликами) по формуле

$$Q_{экв}=\sqrt[3{,}33]{\alpha_1\beta_1Q_1^{3{,}33}+\alpha_2\beta_2Q_2^{3{,}33}+\alpha_3\beta_3Q_3^{3{,}33}+\ldots+\alpha_n\beta_nQ_n^{3{,}33}} \qquad (9)$$

В некоторых случаях эквивалентная нагрузка может быть найдена по упрощенным формулам. Так, например, если нагрузка меняется по закону прямой линии от величины $Q_{\min}$ до величины $Q_{\max}$, то эквивалентную нагрузку $Q_{экв}$ определяют с достаточной точностью по формуле

$$Q_{экв}=\frac{Q_{\min}+2Q_{\max}}{3}.$$

Условную нагрузку, по которой выбираются подшипники, подсчитывают по формуле

$$Q=Q_{экв}K_бK_тK_к.$$

При действии на подшипник комбинированной нагрузки условные нагрузки предварительно находят по формуле (2) или формулам, приведенным в табл. 21.

Пример определения эквивалентной нагрузки. Подшипник должен работать при следующем переменном режиме:

$$Q_1=290\ кГ;\quad n_1=640\ об/мин;$$
$$Q_2=270\ »\quad n_2=1075\ »$$
$$Q_3=70\ »\quad n_3=2000\ »$$

Продолжительность работы соответственно

$$\alpha_1=0{,}2;\quad \alpha_2=0{,}3;\quad \alpha_3=0{,}5.$$

Принимаем условное число оборотов n равным числу оборотов третьего режима, как превалирующего в данном случае, т. е. $n = n_3 = 2000\ об/мин$. Тогда

$$\beta_1=\frac{n_1}{n}=\frac{640}{2000}=0{,}32;$$

$$\beta_2=\frac{n_2}{n}=\frac{1075}{2000}=0{,}537;$$

$$\beta_3=\frac{n_3}{n}=1.$$

Подставляя в формулу (9) значения α, β, Q, получаем величину эквивалентной нагрузки

$$Q_{экв}=\sqrt[3{,}33]{0{,}2\cdot 0{,}32\cdot 290^{3{,}33}+0{,}3\cdot 0{,}537\cdot 270^{3{,}33}+0{,}5\cdot 170^{3{,}33}}=177\ кГ.$$

Требуемый коэффициент работоспособности подшипника определяется из равенства

$$C=Q_{экв}K_бK_тK_к\,(nh)^{0{,}3},$$

где n — условное число оборотов, принятое при определении $Q_{экв}$ (в данном примере $n = 2000\ об/мин$).

21. Формулы условных радиальных нагрузок для радиально-упорных подшипников

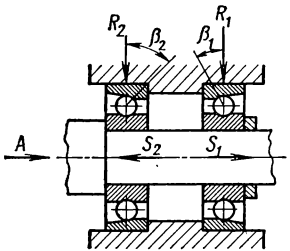
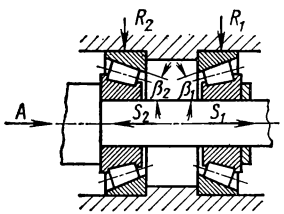
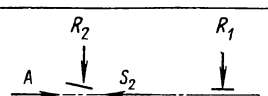
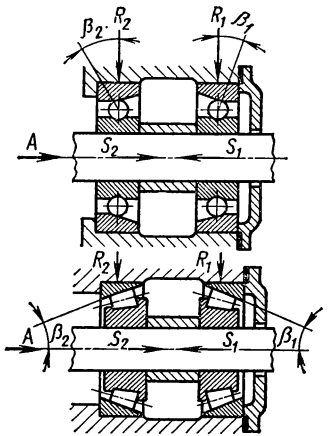
Схема расположения подшипников и действующих усилий	Вариант	Соотношение усилий			Расчетная формула
	1	$R_1 = 0$	$A \geqslant 0$	$A \leqslant S_2$	$Q_1 = m\,(S_2 - A)\,K_б K_T$ $Q_2 = R_2 K_к K_б K_T$
	2	$R_2 \neq 0$	$A > 0$	$A \geqslant S_2$	$Q_1 = 0$ $Q_2 = [R_2\,K_к + m\,(A - S_2)]\,K_б K_T$
	3	$R_1 \neq 0$ $R_2 = 0$	$A \geqslant 0$	При любом соотношении A и S_1	$Q_1 = R_1 K_к K_б K_T$ $Q_2 = m\,(A + S_1)\,K_б K_T$
	4	$R_1 = R_2$	$A \geqslant 0$	—	$Q_1 = R_1 K_к K_б K_T$ $Q_2 = (R_2 K_к + mA)\,K_б K_T$
	5	$R_1 > R_2$	$A \geqslant 0$	При любом соотношении A и $(S_1 - S_2)$	$Q_1 = R_1 K_к K_б K_T$ $Q_2 = \{RK_к + m\,[A + (S_1 - S_2)]\}\,K_б K_T$
	6	$R_1 < R_2$	$A \geqslant 0$	$A \leqslant (S_2 - S_1)$	$Q_1 = \{R_1 K_к + m\,[(S_2 - S_1) - A]\}\,K_б K_T$ $Q_2 = R_2 K_к K_б K_T$
	7		$A > 0$	$A > (S_2 - S_1)$	$Q_1 = R_1 K_к K_б K_T$ $Q_2 = \{R_2 K_к + m\,[A - (S_2 - S_1)]\}\,K_б K_T$
 Подшипник радиальный плавающий	8	Любое соотношение R_2 и R_1	$A > 0$	$A > S_2$	$Q_1 = R_1 K_к K_б K_T$ $Q_2 = [R_2 K_к + m\,(A - S_2)]\,K_б K_T$

Схема расположения подшипников и действующих усилий	Вариант	Соотношение усилий			Расчетная формула
	9	$R_1 = 0$ $R_2 \neq 0$	$A \geqslant 0$	При любом соотношении A и S_2	$Q_1 = m\,(A + S_2)\,K_б K_т$ $Q_2 = R_2 K_к K_б K_т$
	10	$R_1 \neq 0$ $R_2 = 0$	$A \geqslant 0$	$A \leqslant S_1$	$Q_1 = R_1 K_к K_б K_т$ $Q_2 = m\,(S_1 - A)\,K_б K_т$
	11		$A > 0$	$A \geqslant S_1$	$Q_1 = [R_1 K_к + m\,(A - S_1)]\,K_б K_т$ $Q_2 = 0$
	12	$R_1 = R_2$	$A \geqslant 0$	—	$Q_1 = (R_1 K_к + mA)\,K_б K_т$ $Q_2 = R_2 K_к K_б K_т$
	13	$R_1 > R_2$	$A \geqslant 0$	$A < (S_1 - S_2)$	$Q_1 = R_1 K_к K_б K_т$ $Q_2 = \{R_2 K_к + m\,[(S_1 - S_2) - A]\}\,K_б K_т$
	14		$A > 0$	$A > (S_1 - S_2)$	$Q_1 = \{R_1 K_к + m\,[A - (S_1 - S_2)]\}\,K_б K_т$ $Q_2 = R_2 K_б K_к K_т$
	15	$R_1 < R_2$	$A \geqslant 0$	При любом соотношении A и $(S_2 - S_1)$	$Q_1 = \{RK_к + m\,[A + (S_2 - S_1)]\}\,K_б K_т$ $Q_2 = R_2 K_к K_б K_т$
 Подшипник радиальный плавающий	16	Любое соотношение R_1 и R_2	$A > 0$	$A > S_1$	$Q_1 = [R_1 K_к + m\,(A - S_1)]\,K_б K_т$ $Q_2 = R_2 K_к K_б K_т$

Для ориентировочной проверки правильности выбора подшипников, работающих при переменной нагрузке и переменном числе оборотов, с целью упрощения вычислений пользуются формулой

$$\frac{1}{h}=\frac{\alpha_1}{h_1}+\frac{\alpha_2}{h_2}+\frac{\alpha_3}{h_3}+\ldots+\frac{\alpha_n}{h_n}, \qquad (10)$$

где h_1, h_2, h_3, ..., h_n — долговечности подшипника в часах для каждого режима работы, определяемые по табл. 20 из зависимости

$$(nh)^{0,3}=\frac{C}{QK_{б}K_{т}K_{к}}.$$

Пример проверки выбора подшипника, работающего при переменных нагрузке и числе оборотов. Подшипники 46209 ($C = 44\,000$) работают при следующих режимах:

1) $Q_1=530$ *кГ*, $n_1=630$ *об/мин*, $\alpha_1=0{,}2$;
2) $Q_2=475$ » , $n_2=1000$ $\alpha_2=0{,}3$;
3) $Q_3=200$ $n_3=2000$ $\alpha_3=0{,}5$.

$$K_{б}=1, \quad K_{т}=1, \quad K_{к}=1;$$

$$(h_1\cdot 630)^{0,3}=\frac{44000}{530}=83{,}0 \qquad \text{(табл. 20)};$$

$$h_1=4000 \text{ ч};$$

$$(h_2\cdot 1000)^{0,3}=\frac{44000}{475}=92{,}6 \qquad \text{(табл. 20)};$$

$$h_2=3500 \text{ ч};$$

$$(h_3\cdot 2000)^{0,3}=\frac{44000}{200}=220 \qquad \text{(табл. 20)};$$

$$h_3=32\,000 \text{ ч}.$$

По формуле (10)

$$\frac{1}{h}=\frac{0{,}2}{4000}+\frac{0{,}3}{3500}+\frac{0{,}5}{32000};$$

$$h\approx 7000 \text{ ч}.$$

Выбор подшипников на статическую нагрузку

Если подшипник под нагрузкой находится в неподвижном состоянии или вращается со скоростью менее 1 *об/мин*, то его выбирают по статической грузоподъемности.

В табл. 35—47 приведены данные о статической грузоподъемности подшипников — допускаемые статические нагрузки. Действующая на подшипник нагрузка не должна превышать его статической грузоподъемности.

При ударных нагрузках или особых требованиях по точности вращения $Q_{ст}$ выбранного подшипника должно быть в 2 раза больше действующей нагрузки.

Выбор подшипников по таблице условных нагрузок

Кроме таблиц «Размеры и основные характеристики подшипников» (табл. 35—47), в которых приведены коэффициенты работоспособности C, в табл. 22 даны допускаемые на подшипник условные нагрузки Q в зависимости от числа оборотов n и величины C при расчетной долговечности $h = 5000$ ч.

22. Условные (допускаемые) нагрузки, подсчитанные по коэффициенту работоспособности C и числу оборотов подшипника

Коэффициент работоспособности C в тыс. ч	Условная нагрузка в $кГ$ при долговечности 5000 ч и числе оборотов подшипника в минуту																	Коэффициент работоспособности C в тыс. ч
	10	25	50	100	250	350	500	750	1000	1500	2500	3500	5000	7500	10 000	12 500	16 000	
1,7	66	50	48	33	25	23	20	18	16	15	12	11	10	9	8	8	7	1,7
2	78	60	50	39	30	27	24	21	19	17	15	13	12	10	9	9	8	2
2,4	94	70	58	47	35	32	29	25	23	21	17	16	14	12	11	11	10	2,4
2,6	100	76	62	50	38	35	31	27	25	23	19	17	15	13	12	12	11	2,6
2,8	110	82	67	55	41	37	33	29	27	24	20	18	16	14	13	13	12	2,8
2,9	114	86	70	57	43	39	35	31	29	25	21	19	17	15	14	13	12	2,9
3,1	120	92	75	60	46	42	38	33	31	27	23	21	19	17	16	14	13	3,1
3,4	132	100	80	66	50	46	40	36	33	30	25	23	20	18	17	16	14	3,4
3,7	144	110	90	72	55	50	45	40	36	32	28	25	23	20	18	17	16	3,7
4,1	160	120	98	80	60	56	49	44	40	36	30	28	25	22	20	19	17	4,1
4,3	168	126	104	84	63	58	52	46	42	37	32	29	26	23	21	20	18	4,3
4,7	184	138	114	92	69	64	57	50	46	41	35	32	28	25	23	21	20	4,7
5,4	210	160	130	105	80	72	65	57	53	47	40	36	33	28	26	25	23	5,4
5,9	230	174	142	115	87	80	71	62	58	52	44	40	36	31	29	27	25	5,9
6,1	238	180	146	119	90	82	73	65	59	53	45	41	37	32	29,5	28	26	6,1
6,4	250	188	155	125	94	87	78	69	63	56	48	44	40	35	32	29	27	6,4
7,1	276	208	170	138	104	96	85	75	69	62	52	48	42	37	34	32	30	7,1
7,5	292	220	180	146	110	100	90	80	72	65	55	50	45	40	36	34	32	7,5
8	312	236	192	156	118	107	96	85	78	70	59	54	48	43	39	37	34	8
8,5	330	250	204	165	125	114	102	90	83	74	62	57	51	45	41	39	36	8,5
8,8	342	260	212	171	130	118	106	94	86	77	65	59	53	47	43	40	37	8,8
9,3	362	274	224	181	137	126	112	100	90	80	68	63	56	50	45	43	40	9,3
9,6	374	282	230	187	141	128	115	102	94	84	70	64	58	51	47	44	41	9,6
10	390	294	240	195	147	134	120	106	98	87	74	67	60	53	49	46	43	10
10,6	410	312	254	205	156	142	127	113	103	92	78	71	62	56	52	49	45	10,6
11	430	324	264	215	162	148	132	117	108	96	81	74	66	59	54	50	47	11
11,3	440	332	270	220	166	152	135	120	110	98	83	76	69	60	55	52	48	11,3
11,6	450	340	280	225	170	156	140	124	112	100	85	78	70	62	56	53	49	11,6
12,3	480	360	290	240	180	165	145	130	120	107	90	83	73	65	60	56	52	12,3
12,5	490	370	300	245	185	168	150	133	123	108	93	84	75	66	62	57	53	12,5
13	500	380	310	250	190	175	155	138	125	113	95	88	78	69	63	60	55	13
13,3	530	400	320	265	200	180	160	145	132	115	100	90	80	73	66	62	57	13,3
14	545	415	335	273	208	190	168	150	135	120	104	95	84	75	68	64	60	14
14,6	570	430	350	285	215	196	175	156	142	127	107	98	87	78	71	67	62	14,6
15	585	440	360	292	220	202	180	160	146	130	110	101	90	80	72	69	64	15
15,5	600	460	360	300	230	210	180	170	150	135	115	105	90	85	75	71	66	15,5
16	620	475	380	310	235	215	190	172	155	140	118	108	95	86	78	73	68	16
16,7	660	490	400	330	245	225	200	180	165	145	123	112	100	90	83	76	71	16,7
17,1	670	500	410	335	250	230	205	185	170	150	125	115	103	93	85	78	73	17,1
18	700	530	430	350	265	245	215	192	175	160	135	123	107	96	88	82	77	18
19	740	560	455	370	280	255	225	205	185	165	140	128	115	103	92	87	81	19

Коэффициент работоспособности C в тыс. ч	Условная нагрузка в $\varkappa Г$ при долговечности 5 000 ч и числе оборотов подшипника в минуту																	Коэффициент работоспособности C в тыс. ч
	10		50	100	250	350	500	750	1 000	1 500	2 500	3 500	5 000	7 500	10 000	12 500	16 000	
20	780	590	490	390	295	265	245	215	195	175	148	132	123	108	98	92	85	20
21	840	635	520	420	315	285	260	230	210	180	155	143	130	115	105	96	89	21
22	870	660	540	435	330	300	270	240	212	195	165	150	135	120	109	101	94	22
24	940	710	580	470	355	325	290	265	235	210	178	163	145	128	118	110	102	24
25	970	740	600	485	370	340	300	270	245	220	185	170	150	135	122	115	106	25
26	1 010	760	620	505	380	350	310	280	250	225	190	175	155	140	125	119	111	26
27	1 060	800	650	520	400	365	325	290	265	235	200	183	163	145	132	124	115	27
28	1 090	830	670	545	415	380	335	300	275	245	210	190	170	150	138	128	119	28
29	1 130	860	700	565	430	390	350	310	285	255	215	195	175	155	143	133	123	29
30	1 180	890	720	590	445	405	360	320	295	265	223	203	180	160	148	137	128	30
31	1 210	910	750	605	455	415	375	330	310	275	230	207	190	165	155	142	132	31
32	1 250	940	770	625	470	425	385	340	315	280	235	210	193	170	158	147	136	32
33	1 290	970	790	645	485	440	395	350	323	290	243	220	198	175	162	151	140	33
34	1 330	1 000	820	665	500	460	405	360	335	300	250	230	205	180	168	156	145	34
35	1 360	1 030	840	680	515	470	420	370	340	305	255	235	210	185	170	160	149	35
36	1 400	1 060	860	700	530	485	430	385	350	315	265	243	215	193	175	165	153	36
37	1 440	1 090	890	720	545	500	445	395	360	325	273	250	223	198	180	170	157	37
38	1 480	1 120	910	740	560	510	455	405	370	335	280	255	228	203	185	174	162	38
39	1 540	1 160	950	770	580	530	475	420	385	345	290	265	235	210	190	179	166	39
40	1 560	1 180	960	780	590	540	480	425	390	350	295	270	240	213	195	183	170	40
41	1 600	1 200	980	800	600	550	490	440	400	360	300	275	245	220	200	188	174	41
42	1 640	1 240	1 010	820	620	565	505	450	410	370	308	280	250	225	205	192	179	42
43	1 680	1 270	1 030	840	635	575	515	460	420	375	315	288	255	230	210	197	183	43
44	1 720	1 300	1 060	860	650	590	530	470	430	385	325	295	265	235	215	202	187	44
45	1 760	1 330	1 080	880	665	610	540	480	440	395	335	305	270	240	220	205	191	45
46	1 790	1 350	1 100	895	675	620	550	490	445	400	340	310	275	245	223	211	196	46
47	1 830	1 380	1 130	915	690	630	565	500	455	410	345	315	283	250	228	215	200	47
48	1 870	1 410	1 150	935	705	650	575	510	470	420	355	325	290	255	235	220	204	48
49	1 910	1 440	1 170	955	720	660	585	520	475	425	360	330	295	260	238	225	208	49
50	1 950	1 470	1 200	975	735	670	600	530	485	430	370	335	300	265	243	229	213	50
52	2 020	1 530	1 240	1 010	765	700	620	550	505	450	385	350	310	275	250	238	221	52
54	2 100	1 590	1 300	1 050	795	730	650	570	525	470	400	365	325	285	260	248	230	54
57	2 220	1 680	1 370	1 110	840	770	685	600	555	500	420	385	340	300	280	261	242	57
60	2 340	1 770	1 440	1 170	885	810	720	640	585	520	445	405	360	320	290	275	255	60
62	2 410	1 830	1 500	1 200	915	830	750	660	600	540	455	415	375	330	300	284	264	62
64	2 490	1 890	1 540	1 250	945	860	770	680	625	560	475	430	385	340	310	293	272	64
66	2 570	1 940	1 580	1 280	970	890	790	700	640	580	485	445	395	350	320	302	281	66
68	2 650	2 000	1 630	1 320	1 000	910	815	720	660	595	500	455	405	360	330	312	289	68
70	2 700	2 060	1 680	1 360	1 030	940	840	740	680	610	515	470	420	370	340	321	298	70
72	2 800	2 120	1 730	1 400	1 060	970	865	760	700	625	530	485	430	380	350	330	306	72
74	2 880	2 180	1 770	1 440	1 090	990	885	780	720	640	545	495	440	390	360	339	315	74

Продолжение табл. 22

Коэффициент работоспособности C в тыс. ч	Условная нагрузка в $кГ$ при долговечности 5 000 ч и числе оборотов подшипника в минуту																	Коэффициент работоспособности C в тыс. ч
	10	25	50	100	250	350	500	750	1 000	1 500	2 500	3 500	5 000	7 500	10 000	12 500	16 000	
76	2950	2 240	1 820	1 470	1 120	1 020	910	810	740	660	560	510	455	405	370	348	323	76
78	3040	2 300	1 870	1 520	1 150	1 040	935	830	760	680	575	520	465	415	380	358	332	78
80	3110	2 350	1 920	1 550	1 170	1 070	960	850	775	690	585	535	480	425	390	367	341	80
82	3190	2 410	1 970	1 600	1 200	1 100	975	870	800	710	600	550	490	435	400	376	349	82
84	3270	2 470	2 020	1 630	1 230	1 130	1 010	890	810	730	615	565	505	445	405	385	358	84
86	3350	2 530	2 060	1 670	1 260	1 150	1 030	920	835	750	630	575	515	460	420	394	366	86
88	3420	2 590	2 110	1 710	1 290	1 180	1 050	940	855	770	645	590	525	470	428	403	375	88
90	3500	2 650	2 160	1 750	1 320	1 210	1 080	960	870	780	660	605	540	480	435	412	383	90
92	3580	2 700	2 200	1 790	1 350	1 230	1 100	980	890	800	675	615	550	490	445	422	392	92
94	3660	2 770	2 260	1 830	1 380	1 260	1 130	1 000	920	820	690	630	560	500	460	431	400	94
96	3740	2 820	2 300	1 870	1 410	1 290	1 150	1 020	930	840	705	645	570	510	465	440	409	96
98	3860	2 910	2 380	1 930	1 450	1 330	1 190	1 050	960	860	720	665	590	520	480	449	417	98
100	3890	2 940	2 400	1 940	1 470	1 340	1 200	1 060	970	870	730	670	600	530	485	458	426	100
104	4050	3 060	2 500	2 020	1 530	1 400	1 250	1 100	1 010	900	760	700	620	550	500	—	—	104
108	4200	3 180	2 590	2 100	1 590	1 450	1 290	1 150	1 050	940	800	720	640	570	520	—	—	108
112	4360	3 290	2 630	2 180	1 640	1 500	1 340	1 190	1 090	970	820	750	670	590	540	—	—	112
116	4520	3 410	2 780	2 260	1 700	1 560	1 390	1 240	1 130	1 010	850	780	700	620	560	—	—	116
120	4680	3 530	2 880	2 340	1 760	1 620	1 440	1 280	1 170	1 040	880	810	720	640	580	—	—	120
124	4820	3 650	2 980	2 410	1 820	1 670	1 490	1 320	1 200	1 080	910	830	745	660	600	—	—	124
128	4980	3 770	3 070	2 490	1 880	1 720	1 530	1 360	1 240	1 110	940	860	765	680	620	—	—	128
132	5140	3 880	3 160	2 570	1 940	1 770	1 580	1 400	1 280	1 150	970	880	790	700	640	—	—	132
136	5300	4 000	3 260	2 650	2 000	1 820	1 630	1 450	1 320	1 180	1 000	910	815	720	660	—	—	136
140	5450	4 120	3 350	2 720	2 060	1 880	1 680	1 490	1 360	1 220	1 030	940	840	740	680	—	—	140
144	5600	4 240	3 450	2 800	2 120	1 930	1 726	1 530	1 400	1 260	1 060	960	860	760	700	—	—	144
148	5750	4 350	3 550	2 880	2 170	1 990	1 770	1 580	1 440	1 290	1 080	990	880	790	720	—	—	148
152	5910	4 480	3 640	2 950	2 240	2 040	1 820	1 620	1 480	1 320	1 120	1 020	920	810	740	—	—	152
158	6200	4 640	3 780	3 100	2 320	2 120	1 890	1 680	1 550	1 370	1 160	1 060	940	840	770	—	—	158
164	6380	4 820	3 930	3 200	2 410	2 200	1 960	1 740	1 600	1 430	1 200	1 100	980	870	800	—	—	164
170	6620	5 000	4 080	3 310	2 500	2 280	2 040	1 810	1 650	1 480	1 250	1 140	1 020	890	820	—	—	170
176	6840	5 180	4 220	3 420	2 590	2 360	2 110	1 870	1 710	1 530	1 290	1 180	1 050	930	850	—	—	176
182	7080	5 360	4 360	3 540	2 680	2 450	2 180	1 940	1 770	1 580	1 340	1 220	1 090	970	880	—	—	182
188	7320	5 540	4 520	3 660	2 770	2 530	2 260	2 000	1 830	1 630	1 380	1 260	1 130	1 000	910	—	—	188
194	7560	5 700	4 660	3 780	2 850	2 600	2 330	2 060	1 890	1 690	1 420	1 300	1 160	1 030	940	—	—	194
200	7780	5 880	4 800	3 890	2 940	2 680	2 400	2 130	1 950	1 740	1 470	1 340	1 200	1 070	970	—	—	200
210	8170	6 170	5 040	4 080	3 048	2 820	2 520	2 230	2 040	1 830	1 540	1 410	1 260	1 110	1 020	—	—	210
220	8540	6 480	5 260	4 270	3 200	2 950	2 630	2 340	2 130	1 910	1 620	1 470	1 310	1 170	1 070	—	—	220
230	8950	6 750	5 500	4 480	3 380	3 090	2 750	2 450	2 240	2 000	1 690	1 540	1 380	1 220	1 120	—	—	230
240	9400	7 060	5 760	4 700	3 530	3 220	2 880	2 560	2 350	2 090	1 770	1 610	1 440	1 280	1 170	—	—	240
250	9700	7 350	6 000	4 850	3 670	3 350	3 000	2 660	2 430	2 170	1 830	1 670	1 500	1 330	1 220	—	—	250
260	10100	7 640	6 220	5 050	3 820	3 490	3 110	2 770	2 530	2 260	1 910	1 740	1 550	1 380	1 260	—	—	260
270	10500	7 940	6 460	5 250	3 970	3 620	3 230	2 870	2 630	2 340	1 980	1 810	1 610	1 430	1 310	—	—	270

Коэффициент работоспособности C в тыс. ч	Условная нагрузка в $кГ$ при долговечности 5 000 ч и числе оборотов подшипника в минуту																Коэффициент работоспособности C в тыс. ч
	10		50	100	250	350	500	750	1 000	1 500	2 500	3 500	5 000	7 500	10 000	12 500	16 000	
280	10 900	8 240	6 700	5 400	4 120	3 760	3 350	2 980	2 720	2 440	2 050	1 880	1 670	1 490	1 360	—	—	280
290	11 300	8 530	6 950	5 680	4 260	3 900	3 470	3 090	2 840	2 520	2 130	1 950	1 730	1 540	1 420	—	—	290
300	11 700	8 840	7 200	5 850	4 420	4 020	3 600	3 190	2 920	2 600	2 210	2 010	1 800	1 590	1 460	—	—	300
310	12 000	9 120	7 440	6 000	4 560	4 160	3 720	3 300	3 000	2 700	2 280	2 080	1 860	1 650	1 500	—	—	310
320	12 500	9 410	7 680	6 250	4 700	4 290	3 840	3 410	3 120	2 780	2 350	2 150	1 920	1 700	1 560	—	—	320
330	12 800	9 700	7 900	6 400	4 850	4 430	3 950	3 510	3 200	2 870	2 420	2 220	1 970	1 760	1 600	—	—	330
340	13 200	10 000	8 150	6 600	5 000	4 560	4 070	3 620	3 300	2 960	2 500	2 280	2 030	1 810	1 650	—	—	340
350	13 600	10 300	8 370	6 800	5 150	4 700	4 180	3 730	3 400	3 050	2 570	2 350	2 090	1 860	1 700	—	—	350
360	14 000	10 600	8 620	7 000	5 300	4 830	4 310	3 830	3 500	3 120	2 650	2 400	2 150	1 910	1 750	—	—	360
370	14 400	10 900	8 870	7 200	5 450	4 970	4 430	3 940	3 600	3 220	2 720	2 480	2 210	1 970	1 800	—	—	370
380	14 800	11 200	9 100	7 400	5 600	5 100	4 550	4 040	3 700	3 300	2 800	2 550	2 270	2 030	1 850	—	—	380
390	15 200	11 500	9 350	7 600	5 750	5 240	4 670	4 150	3 800	3 390	2 870	2 620	2 330	2 070	1 900	—	—	390
400	15 600	11 800	9 600	7 800	5 900	5 360	4 800	4 260	3 900	3 480	2 950	2 680	2 400	2 130	1 950	—	—	400
420	16 400	12 400	10 060	8 200	6 200	5 640	5 040	4 470	4 100	3 650	3 100	2 820	2 520	2 230	2 050	—	—	420
440	17 100	13 000	10 500	8 550	6 500	5 900	5 250	4 680	4 270	3 830	3 250	2 950	2 620	2 340	2 130	—	—	440
460	17 900	13 500	11 000	8 950	6 750	6 180	5 500	4 900	4 480	4 000	3 370	3 090	2 750	2 450	2 240	—	—	460
480	18 700	14 100	11 500	9 350	7 050	6 440	5 750	5 120	4 670	4 180	3 520	3 220	2 870	2 560	2 330	—	—	480
500	19 500	14 700	12 000	9 750	7 350	6 700	6 000	5 320	4 870	4 350	3 650	3 350	3 000	2 660	2 430	—	—	500
520	20 200	15 300	12 400	10 100	7 650	6 980	6 200	5 540	5 050	4 520	3 820	3 490	3 100	2 770	2 520	—	—	520
540	21 000	15 900	13 000	10 500	7 950	7 250	6 500	5 750	5 250	4 700	3 970	3 620	3 250	2 870	2 620	—	—	540
570	22 200	16 600	13 700	11 100	8 400	7 650	6 850	6 070	5 550	4 960	4 200	3 820	3 420	3 030	2 770	—	—	570
600	23 700	18 000	14 600	11 850	9 000	8 180	7 200	6 490	5 920	5 300	4 500	4 090	3 650	3 240	2 960	—	—	600
630	24 500	18 600	15 100	12 200	9 300	8 450	7 500	6 700	6 110	5 480	4 650	4 220	3 770	3 350	3 050	—	—	630
650	25 300	19 100	15 500	12 600	9 550	8 720	7 750	6 920	6 300	5 650	4 770	4 360	3 870	3 460	3 150	—	—	650
670	26 100	19 800	16 600	13 000	9 900	9 000	8 000	7 140	6 500	5 820	4 950	4 500	4 000	3 570	3 250	—	—	670
730	28 400	21 500	17 500	14 200	10 100	9 800	8 750	7 760	7 100	6 340	5 350	4 900	4 370	3 880	3 550	—	—	730
760	29 500	22 400	18 200	14 700	11 200	10 200	9 100	8 080	7 350	6 600	5 600	5 100	4 550	4 040	3 670	—	—	760
800	31 100	23 500	19 200	15 500	11 700	10 720	9 600	8 520	7 750	6 960	5 850	5 360	4 800	4 260	3 870	—	—	800
850	33 100	25 000	20 400	16 500	12 500	11 400	10 200	9 050	8 250	7 400	6 250	5 700	5 100	4 520	4 120	—	—	850
890	34 600	26 250	21 300	17 300	13 100	11 900	10 600	9 500	8 650	7 750	6 560	5 950	5 320	4 750	4 320	—	—	890
920	35 800	27 000	22 000	17 900	13 500	12 400	11 000	9 800	8 950	8 000	6 750	6 200	5 500	4 900	4 470	—	—	920
950	36 900	28 000	22 800	18 400	14 000	12 800	11 400	10 100	9 200	8 260	7 000	6 400	5 700	5 050	4 600	—	—	950
980	38 100	28 800	23 500	19 000	14 400	13 100	11 700	10 400	9 500	8 500	7 200	6 550	5 850	5 200	4 750	—	—	980
1 070	41 600	31 400	25 600	20 800	15 700	14 300	12 800	11 300	10 400	9 300	7 850	7 150	6 400	5 650	5 000	—	—	1 070
1 260	49 000	37 100	30 200	24 500	18 500	16 900	15 100	13 400	12 200	10 900	9 300	8 450	7 550	6 700	6 160	—	—	1 260
1 340	52 000	39 400	32 100	26 000	19 700	17 900	16 000	14 250	13 000	11 600	9 800	8 900	8 000	7 100	6 500	—	—	1 340
1 440	56 000	42 400	34 500	28 000	21 200	19 300	17 200	15 300	14 000	12 500	10 600	9 650	8 600	7 650	7 000	—	—	1 440
1 500	58 400	44 200	36 000	29 200	22 100	20 100	18 000	16 000	14 600	13 000	11 050	10 100	9 000	8 000	7 300	—	—	1 500
1 660	64 600	48 800	39 800	32 300	24 400	22 300	19 900	17 700	16 100	14 400	12 200	11 100	9 950	8 850	8 050	—	—	1 660
1 960	76 200	57 600	47 000	38 100	28 800	26 300	23 500	20 800	19 000	17 000	14 400	13 100	11 700	10 400	9 500	—	—	1 960

Если необходимо выбрать подшипник для другого значения долговечности, в формулу подсчета условной нагрузки Q вводят поправочный коэффициент $K_б$ (табл. 23), зависящий от величины желаемой расчетной долговечности. По подсчитанной величине условной нагрузки и по заданному числу оборотов определяют по табл. 22 значение соответствующего им коэффициента работоспособности, а по найденному коэффициенту работоспособности, пользуясь таблицами «Размеров и основных характеристик подшипников» (табл. 35—47), подбирают необходимый типоразмер подшипника.

23. Значение коэффициента $K_д$

Желаемая долговечность в *ч*	$K_д$	Желаемая долговечность в *ч*	$K_д$	Желаемая долговечность в *ч*	$K_д$
500	0,50	2000	0,78	10 000	1,24
750	0,56	3000	0,83	15 000	1,40
1000	0,62	5000	1,00	25 000	1,65
1500	0,70	7500	1,12	50 000	2,0

Пример выбора подшипника по таблице условных нагрузок. По условиям работы для вала диаметром 120 *мм* выбран упорный одинарный шарикоподшипник, на который действует осевая нагрузка 1700 *кГ* при числе оборотов вала 500 в минуту. Нагрузка со значительными толчками и вибрацией. Температура рабочей среды не выше 50° С. Желаемая расчетная долговечность 2000 *ч*.

Требуется определить размеры подшипника.

Условная нагрузка

$$Q = AK_б K_т K_д.$$

Выбираем: $K_б = 2{,}0$ (табл. 16); $K_т = 1$ (табл. 17); $K_д = 0{,}78$ (табл. 23).

Тогда $Q = 1700 \cdot 2 \cdot 0{,}78 = 2652$ *кГ*.

Найденной нагрузке при числе оборотов 500 в минуту по табл. 22 соответствует коэффициент работоспособности 220 000 подшипника 8224, имеющий габаритные размеры 120 × 170 × 39 *мм*.

Посадки для подшипников качения

Классификация посадок

Для соединения подшипников качения с валами (осями) и корпусами машин и механизмов установлены посадки и их обозначения (табл. 24).

24. Обозначения посадок

Посадки	Обозначения[1]	Посадки	Обозначения[1]
Для тонкостенных корпусов	P_1	Плотная подшипниковая	$П_n$, $П_{1n}$
Глухая подшипниковая	$Г_n$, $Г_{1n}$	Скользящая подшипниковая	$С_n$, $С_{1n}$, $С_{3n}$
Тугая подшипниковая	$Т_n$, $Т_{1n}$	Движения подшипниковая	$Д_n$, $Д_{1n}$
Напряженная подшипниковая	$Н_n$, $Н_{1n}$	Ходовая подшипниковая	$Х_n$

[1] Индекс n означает, что посадки относятся к подшипникам качения.

В зависимости от характера требуемого соединения поля допусков валов выбирают по системе отверстия:

$Г_1$, $Т_1$, $Н_1$, $П_1$, $С_1$, $Д_1$ по ОСТу НКМ 1011;
$Г$, $Т$, $Н$, $П$, $С$, $Д$, $Х$ по ОСТу 1012.

Под посадку шарико- и роликоподшипников на закрепительных или закрепительно-стяжных (буксовых) втулках предельные отклонения валов назначаются по 3-му классу точности ОСТа 1023 (отклонения вала $В_3$), а в узлах, не требующих точного вращения, — по классу точности 3А ОСТа НКМ 1027 (отклонения вала $В_{3а}$) или по 4-му классу точности ОСТа 1024 (отклонения вала $В_4$).

В зависимости от характера требуемого соединения поля допусков отверстий корпусов выбираются по системе вала:

$Г_1$, $Т_1$, $Н_1$, $П_1$, $С_1$ по ОСТу НКМ 1021;
$Г$, $Т$, $Н$, $П$, $С$, $Д$ по ОСТу 1022;
$С_3$ по ОСТу 1023;
$Р_7$ (для тонкостенных корпусов) по ISA-3.

Отклонения внутренних и наружных диаметров подшипников, а также диаметров валов и корпусов приведены в табл. 25—28.

25. Посадки шарико- и роликоподшипников классов точности А и С в корпус

Номинальные диаметры в *мм*		Допускаемые отклонения наружного диаметра подшипника в *мкм*		Предельные отклонения в *мкм* отверстия корпуса для посадок									
				$Г_{1п}$		$Т_{1п}$		$Н_{1п}$		$П_{1п}$		$С_{1п}$	
Свыше	До	верхн.	нижн.	нижн.	верхн.	нижн.	верхн.	нижн.	верхн.	нижн.	верхн.	нижн.	верхн.
—	18	2	6	20	8	15	4	10	1	7	0	11	
18	30	2	7	24	10	17	4	12	2	6	8	0	13
30	50	2	8	28	12	20	5	14	2	7	9	0	15
50	80	3	10	33	14	24	7	16	2	8	10	0	18
80	120	4	12	38	17	28	6	19	3	9	12	0	21
120	150	5	15	45	20	32	7	22	3	10	14	0	24
150	180	6	18	45	20	32	7	22	3	10	14	0	24
180	250	7	22	52	23	36	8	25	3	11	16	0	27

26. Посадки шарико- и роликоподшипников классов точности Н, П и В в корпус

Номинальные диаметры в *мм*		Допускаемые отклонения наружного диаметра подшипника в *мкм*		Предельные отклонения отверстия корпуса в *мк.* для посадок													
				$Р_7$		$Г_п$		$Т_п$		$Н_п$		$П_п$		$С_п$		$С_{3п}$		$Д_п$	
Свыше	До	верхн.	нижн.	нижн.	верхн.	нижн.	верхн.	нижн.	верхн.	нижн.	верхн.	нижн.	верхн.	нижн.	верхн.	нижн.	верхн.	нижн.	верхн.
—	18	0	8	29	11	24	5	19	0	14	5	6	13	0	19	0	35	6	25
18	30	0	9	35	14	30	6	23	0	17	6	7	16	0	23	0	45	8	30
30	50	0	11	42	17	35	7	27	0	20	7	8	18	0	27	0	50	10	35
50	80	0	13	51	21	40	8	30	0	23	8	10	20	0	30	0	60	12	42
80	120	0	15	59	24	45	10	35	0	26	9	12	23	0	35	0	70	15	50
120	150	0	18	68	28	52	12	40	0	30	10	14	27	0	40	0	80	18	60
150	180	0	25	68	28	52	12	40	0	30	10	14	27	0	40	0	80	18	60
180	250	0	30	79	33	60	15	45	0	35	11	16	30	0	45	0	90	22	70

27. Посадки шарико- и роликоподшипников классов точности А и С на вал

Номинальные диаметры в *мм*		Допускаемые отклонения внутреннего диаметра подшипника в *мкм*		Предельные отклонения вала в *мкм* для посадок											
				$Г_{1п}$		$Т_{1п}$		$Н_{1п}$		$П_{1п}$		$С_{1п}$		$Д_{1п}$	
Свыше	До	верхн.	нижн.	+ верхн.	+ нижн.	+ верхн.	+ нижн.	+ верхн.	+ нижн.	+ верхн.	− нижн.	верхн.	− нижн.	− верхн.	− нижн.
—	6	2	8	13	8	10	5	6	1	3	2	0	5	4	9
6	10	2	8	16	9	12	6	8	2	4	3	0	6	5	11
10	18	2	8	20	11	15	7	10	2	5	3	0	8	6	14
18	30	2	8	24	13	17	8	12	2	6	3	0	9	7	16
30	50	3	10	28	16	20	9	14	2	7	4	0	11	9	20
50	80	4	12	33	19	24	10	16	3	8	5	0	13	10	23
80	120	5	15	38	23	28	12	19	3	9	6	0	15	—	—

28. Посадки шарико- и роликоподшипников классов точности Н, П и В на вал

Номинальные диаметры в *мм*		Допускаемые отклонения внутреннего диаметра подшипника в *мкм*		Предельные отклонения вала в *мкм* для посадок											
				$Г_{п}$		$Т_{п}$		$Н_{п}$		$П_{п}$		$С_{п}$		$Д_{п}$		$Х_{п}$	
Свыше	До	верхн.	нижн.	+ верхн.	+ нижн.	+ верхн.	+ нижн.	+ верхн.	+ нижн.	+ верхн.	− нижн.	верхн.	− нижн.	− верхн.	− нижн.	− верхн.	− нижн.
—	6	0	10	16	8	13	5	9	1	4	4	0	8	4	12	10	22
6	10	0	10	20	10	16	6	12	2	5	5	0	10	5	15	13	27
10	18	0	10	24	12	19	7	14	2	6	6	0	12	6	18	16	33
18	30	0	10	30	15	23	8	17	2	7	7	0	14	8	22	20	40
30	50	0	12	35	18	27	9	20	3	8	8	0	17	10	27	25	50
50	80	0	15	40	20	30	10	23	3	10	10	0	20	12	32	30	60
80	120	0	20	45	23	35	12	26	3	12	12	0	23	15	38	40	75

Выбор посадок

Виды нагружения колец. Выбор посадки в основном зависит от величины, направления и характера действующих на подшипник нагрузок, от типа и размера подшипника и способа установки его в узел, а также от класса точности подшипника. Условия работы внутренних и наружных колец зависят главным образом от того, вращается или неподвижно данное кольцо относительно действующей на подшипник радиальной нагрузки. В соответствии с этим различают следующие виды нагружения колец (по ГОСТу 3325—55): местное, циркуляционное и колебательное.

Местное нагружение — кольцо воспринимает радиальную нагрузку P_n, постоянную по направлению, лишь ограниченным участком окружности дорожки качения и передает ее соответствующему ограниченному участку посадочной поверхности вала или корпуса (рис. 8 и 9).

Циркуляционное нагружение — кольцо воспринимает радиальную нагрузку P_n последовательно всей окружностью дорожки качения и передает ее всей посадочной поверхности вала или корпуса. Такой характер нагружения кольца получается при его вращении и постоянно направленной нагрузке P_n или, наоборот, при радиальной нагрузке $P_в$, вращающейся относительно рассматриваемого кольца (рис. 10 и 11).

Колебательное нагружение — кольцо воспринимает ограниченным участком окружности дорожки качения равнодействующую $P_р$ двух радиальных нагрузок ($P_п$ — постоянной по направлению и $P_в$ — вращающейся

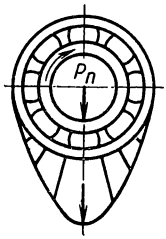


Рис. 8. Эпюра местного нагружения

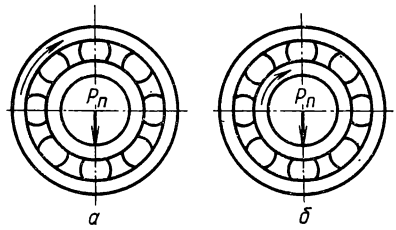


Рис. 9. Местное нагружение колец: *а* — внутреннего; *б* — наружного

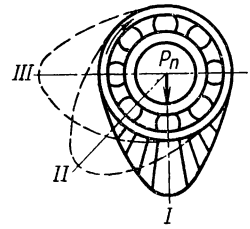


Рис. 10. Эпюра циркуляционного нагружения: *I*, *II*, *III* — последовательные расположения эпюр нагружения

и меньшей по величине) и передает ее соответствующему ограниченному участку посадочной поверхности вала или корпуса (рис. 12 и 13). Равнодействующая сила $P_п$ и $P_в$ за один оборот вала колеблется между точками A и B. Если нагрузка $P_п$ постоянного направления меньше вращающейся $P_в$, то кольца являются либо

29. Виды нагружения колец в зависимости от условий работы

Условия работы		Виды нагружения кольца	
Радиальные нагрузки, воспринимаемые шарико- и роликоподшипниками	Вращающееся кольцо	Внутреннего	Наружного
Постоянная по направлению	Внутреннее	Циркуляционное	Местное
	Наружное	Местное	Циркуляционное
Постоянная по направлению и вращающаяся — меньшая по величине	Внутреннее	Циркуляционное	Колебательное
	Наружное	Колебательное	Циркуляционное
Постоянная по направлению и вращающаяся — большая по величине	Внутреннее	Местное	Циркуляционное
	Наружное	Циркуляционное	Местное
Постоянная по направлению	Внутреннее и наружное кольца в одном или противоположных направлениях	Циркуляционное	
Вращающаяся с внутренним кольцом		Местное	Циркуляционное
Вращающаяся с наружным кольцом		Циркуляционное	Местное

местно нагруженными, либо циркуляционно нагруженными, в зависимости от схемы приложения сил (рис. 14).

Виды нагружения колец подшипников в зависимости от условий работы приведены в табл. 29, а посадки — в табл. 30 и 31.

30. Посадки для радиальных шарико- и роликоподшипников

Виды нагружения	Посадки кольца	
	внутреннего на вал	наружного в корпус
Местное	$П_{1п}$, $П_п$, $С_{1п}$, $С_п$, $Д_п$, $Х_п$	$П_{1п}$, $П_п$, $С_{1п}$, $С_п$, $С_{3п}$, $Д_п$
Циркуляционное	$Г_{1п}$, $Т_{1п}$, $Н_{1п}$, $П_{1п}$, $Г_п$, $Т_п$, $Н_п$, $П_п$	$Г_{1п}$, $Т_{1п}$, $Н_{1п}$, $Г_п$, $Р_7$
Колебательное	$П_{1п}$, $П_п$	$П_{1п}$, $П_п$
При числах оборотов, превышающих предельные, для местно нагруженных колец радиальных шарико- и роликоподшипников применять посадку $П_п$.		

31. Посадки для радиально-упорных шарико- и роликоподшипников

Кольца	Посадки
Нерегулируемые циркуляционно нагруженные всех классов	$Г_п$, $Т_п$, $Н_п$, $П_п$ вала и корпуса и $Р_7$ корпуса
Регулируемые циркуляционно нагруженные	$П_п$
Местно нагруженные нерегулируемые или регулируемые, но не перемещающиеся непосредственно по посадочной поверхности	$П_п$, $С_п$ вала и $Т_п$, $Н_п$, $С_п$ корпуса
Регулируемые местно нагруженные	$С_п$, $Д_п$, $Х_п$ вала и $С_п$ корпуса
Посадка колец спаренных подшипников, изготовляемых с внутренним предварительным натягом, выбирается по согласованию с поставщиком.	

Посадки для игольчатых подшипников. Игольчатые подшипники с массивными кольцами устанавливают на валы и в корпусы с теми же посадками, что и радиальные. Для игольчатых подшипников со штампованными тонкостенными наружными кольцами рекомендуется обрабатывать посадочные поверхности корпуса по 2-му классу точности ОСТа 1022 по калибрам: П — для корпусов, изготовляемых из стали или чугуна, Н — для корпусов, изготовляемых из алюминия или другого легкого сплава. Допуски на обработку вала (поверхности качения игл) рекомендуются следующие: при вращательном движении подшипника — по 2-му классу точности ОСТа 1022 как для основного вала В; при колебательном

движении малой амплитуды и статической нагрузке — по 2-му классу точности ОСТа 1022 по калибру Н.

Тяжелонагруженные подшипники как игольчатые, так и других типов рекомендуется устанавливать не непосредственно в корпус, изготовленный из легкого сплава, а в промежуточный стальной стакан.

Посадки для упорных подшипников. Соединения с валом тугих колец упорных подшипников всех типов обеспечиваются изготовлением посадочных мест с предельными отклонениями, соответствующими $П_п$.

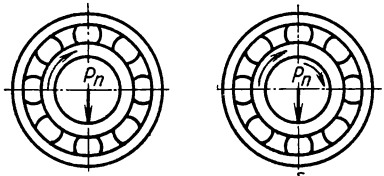


Рис. 11. Циркуляционное нагружение колец: *а* — внутреннего; *б* — наружного

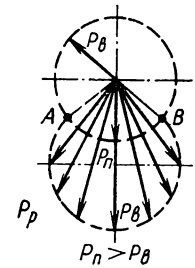


Рис. 12. Эпюра колебательного нагружения: $P_п$ — радиальная нагрузка постоянного направления; $P_в$ — вращающаяся радиальная нагрузка; $P_р$ — равнодействующая нагрузка

Свободное кольцо упорного подшипника монтируется в корпус с зазорами, обеспечивающими самоустановку в радиальном направлении.

Посадки в зависимости от режима работы, диаметра и типа подшипника выбирают по табл. 32 и 33.

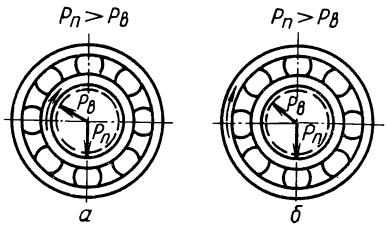


Рис. 13. Нагружения колец:
а — колебательное наружного, циркуляционное внутреннего; *б* — циркуляционное наружного, колебательное внутреннего

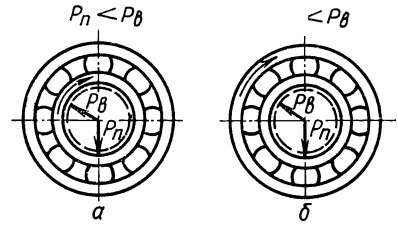


Рис. 14. Виды нагружения колец:
а — местное внутреннего, циркуляционное наружного; *б* — циркуляционное внутреннего, местное наружного

Режимы работы, указанные в табл. 32 и 33, характеризуются следующей расчетной долговечностью:

легкий — свыше 10 000 *ч*,
нормальный — от 5000 до 10 000 *ч*.
тяжелый — от 2500 до 5 000 »

Особые условия устанавливают по согласованию с поставщиком. При ударных и вибрационных нагрузках (как, например, коленчатые валы двигателей, дробильные машины и т. п.) посадки для подшипников выбирают по нормам тяжелого режима работы, независимо от расчетной долговечности.

Ориентировочные значения приведенного коэффициента трения даны в табл. 34.

32. Примеры выбора посадок шарико- и роликоподшипников в корпусы
(корпус из чугуна или стального литья)

Общая характеристика условий, определяющих выбор посадки			Посадки	Подшипниковые узлы
Вращающаяся деталь	Вид нагружения наружного кольца	Режим работы		
Корпус	Циркуляционное	Тяжелый (при тонкостенных корпусах)	P_7	Колеса самолетов, передние и задние колеса автомобилей и тракторов
		Нормальный	T_n, H_n	Ролики ленточных транспортеров, натяжные ролики (лениксы), сельскохозяйственные машины
		Нормальный или тяжелый	Γ_n	Ролики рольгангов, подшипники коленчатых валов компрессоров, ходовые колеса мостовых кранов
		Нормальный или тяжелый (для точных узлов)	T_{1n}, H_{1n}	Подшипники шпинделей тяжелых станков (расточных и фрезерных)
Вал	Местное	Нормальный	$П_{1n}$, $П_n$	Центробежные насосы, вентиляторы, центрифуги, подшипники шпинделей станков (металлорежущих)
		Нормальный или тяжелый (перемещение вдоль оси невозможно)	T_n, H_n $П_n$	Конические роликоподшипники коробок передач задних мостов автомобилей и тракторов
		Нормальный или тяжелый	C_n	Большинство подшипников общего машиностроения, редукторы, железнодорожные и трамвайные буксы
		Нормальный или тяжелый	H_{1n}, $П_{1n}$ H_n, $П_n$	Подшипники шпинделей шлифовальных станков, коренные подшипники коленчатых валов двигателей
	Местное или колебательное	Легкий или нормальный (разъемные корпусы)	H_{1n}, $П_{1n}$, H_n, $П_n$	Трансмиссионные валы и узлы, не требующие точного вращения, сельскохозяйственные машины

33. Примеры выбора посадок шарико- и роликоподшипников на валы

Общая характеристика условий, определяющих выбор посадки			Диаметры подшипников в *мм*				Посадки	Наименование машин и подшипниковых узлов
			радиальных		радиально-упорных			
Вращается или не вращается вал	Вид нагружения внутреннего кольца	Режим работы	шариковых	роликовых	шариковых	роликовых		
Не вращается	Местное	Легкий или нормальный	Всех размеров				$Д_n$	Ролики ленточных транспортеров, конвейеров и подвесных дорог для небольших грузов
		Нормальный или тяжелый					$Д_n$, $Х_n$	Передние и задние колеса автомобилей и тракторов, колеса вагонеток
							$С_n$	Натяжные ролики (лениксы), блоки, ролики рольгангов
Вращается	Циркуляционное	Легкий или нормальный	До 40	До 40	До 100	До 40	$Н_n$, $П_{1n}$	Центрифуги, центробежные насосы, вентиляторы, редукторы, коробки скоростей станков
			⩾ 100	⩾ 100	Св. 100	Св. 100	$Н_{1n}$, $Н_n$ $П_n$	
		Нормальный или тяжелый	⩾ 100	⩾ 40	⩾ 100	⩾ 100	$Н_{1n}$, $Н_n$ $П_n$	Станки, подшипники кривошипно-шатунных механизмов, коробки передач автомобилей и тракторов, шпиндели металлорежущих и шлифовальных станков, редукторы
			Св. 100	⩾ 100	⩾ 100	⩾ 180	$Т_{1n}$, $Т_n$	
		Тяжелая и ударная нагрузки	Всех размеров				$Г_n$, $Т_n$	Коленчатые валы двигателей, ходовые колеса мостовых кранов, ролики рольгангов тяжелых станков, дробильные машины
			Подшипники на закрепительно-стяжных втулках всех диаметров				$В_3$	Железнодорожные и трамвайные буксы
		Нормальный	Подшипники на конических закрепительных втулках всех диаметров				$В_3$, $В_4$	Трансмиссионные валы и узлы, не требующие точного вращения

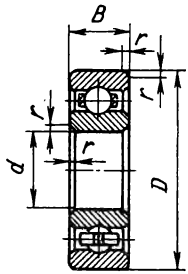
34. Ориентировочные значения приведенного коэффициента трения подшипников качения

Тип подшипника	$f_п$ при нагрузке		Тип подшипника	$f_п$ при нагрузке	
	радиальной	радиальной и осевой		радиальной	радиальной и осевой
Шарикоподшипники:			Роликоподшипники:		
радиальные однорядные	0,002	0,004	радиальные с короткими цилиндрическими роликами	0,0025	—
радиально-упорные	0,003	0,005	то же, с длинными роликами .	0,005	—
сферические двухрядные .	0,002	0,003	игольчатые . . .	0,01	—
упорные .	—	0,004	двухрядные сферические радиальные . . .	0,004	0,006
			конические	—	0,01

$f_п$ — приведенный коэффициент трения, учитывающий все виды сопротивлений в подшипнике при нормальном режиме работы и смазки.

Размеры и основные характеристики подшипников *

35. Шарикоподшипники радиальные однорядные (по ГОСТу 8338—57)



Обозначение подшипника	Размеры в *мм*				Коэффициент работоспособности C	Предельное число оборотов в минуту	Допустимая статическая нагрузка $Q_{ст}$ в *кГ*	Масса в *кг*
	d	D	B					
Легкая серия диаметров 2, серия ширин 0								
200	10	30	9	1	7 100	20 000	250	0,03
201	12	32	10	1	7 100	20 000	260	0,037
202	15	35	11	1	8 500	16 000	340	0,045
203	17	40	12	1	11 300	16 000	420	0,06
204	20	47	14	1,5	15 000	16 000	600	0,1
205	25	52	15	1,5	16 000	13 000	700	0,12
206	30	62	16	1,5	22 000	13 000	950	0,19
207	35	72	17	2	30 000	10 000	1 300	0,27
208	40	80	18	2	39 000	10 000	1 700	0,37
209	45	85	19	2	39 000	8 000	1 700	0,42
210	50	90	20	2	42 000	8 000	1 900	0,47
211	55	100	21	2,5	52 000	8 000	2 400	0,58
212	60	110	22	2,5	62 000	6 300	3 000	0,77
213	65	120	23	2,5	68 000	6 300	3 300	0,98
214	70	125	24	2,5	74 000	5 000	3 600	1,04

* ГОСТы, предусматривающие подшипники с внутренним диаметром d свыше 100 *мм*, в табл. 35—47 не приводятся; соответственно не приводятся отклонения внутренних и наружных диаметров подшипников, а также диаметров валов и корпусов в табл. 25—28.

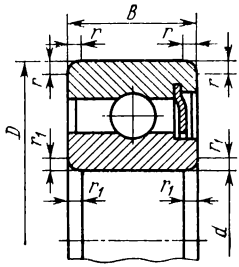
Продолжение табл. 35

Обозначение подшипника	Размеры в мм				Коэффициент работоспособности C	Предельное число оборотов в минуту	Допустимая статическая нагрузка $Q_{ст}$ в кГ	Масса в кг
	d	D	B					
215	75	130	25	2,5	78 000	5 000	4 000	1,13
216	80	140	26	3	84 000	5 000	4 200	1,38
217	85	150	28	3	98 000	4 000	5 000	1,75
218	90	160	30	3	112 000	4 000	5 900	2,2
219	95	170	32	3,5	124 000	4 000	6 700	2,6
220	100	180	34	3,5	136 000	3 200	7 700	3,2
Средняя серия диаметров 3, серия ширин 0								
300	10	35	11	1	10 000	16 000	370	0,05
301	12	37	12	1,5	12 300	16 000	450	0,06
302	15	42	13	1,5	13 500	16 000	520	0,08
303	17	47	14	1,5	17 100	13 000	650	0,11
304	20	52	15	2	19 000	13 000	750	0,14
305	25	62	17	2	27 000	10 000	1 100	0,23
306	30	72	19	2	33 000	10 000	1 400	0,35
307	35	80	21	2,5	40 000	8 000	1 700	0,44
308	40	90	23	2,5	48 000	8 000	2 100	0,63
309	45	100	25	2,5	57 000	6 300	2 500	0,83
310	50	110	27	3	72 000	6 300	3 500	1,08
311	55	120	29	3	84 000	6 300	4 100	1,37
312	60	130	31	3,5	94 000	5 000	4 600	1,71
313	65	140	33	3,5	106 000	5 000	5 400	2,09
314	70	150	35	3,5	120 000	5 000	6 200	2,6
315	75	160	37	3,5	132 000	4 000	6 900	3,1
316	80	170	39	3,5	144 000	4 000	7 600	3,6
317	85	180	41	4	158 000	4 000	8 700	4,3
318	90	190	43	4	170 000	3 200	9 600	5
319	95	200	45	4	182 000	3 200	10 500	5,7
320	100	215	47	4	210 000	3 200	12 500	7,2
Тяжелая серия								
403	17	62	17	2	29 000	10 000	1 100	0,27
404	20	72	19	2	39 000	10 000	1 600	0,40
405	25	80	21	2,5	47 000	8 000	2 000	0,51
406	30	90	23	2,5	60 000	8 000	2 500	0,72
407	35	100	25	2,5	68 000	6 300	3 100	0,93
408	40	110	27	3	78 000	6 300	3 500	1,20
409	45	120	29	3	92 000	6 300	4 400	1,55
410	50	130	31	3,5	108 000	5 000	5 300	1,91
411	55	140	33	3,5	120 000	5 000	6 000	2,3
412	60	150	35	3,5	132 000	4 000	6 700	2,8
413	65	160	37	3,5	144 000	4 000	7 600	3,4
414	70	180	42	4	182 000	4 000	10 000	5
415	75	190	45	4	194 000	4 000	11 000	5,9
416	80	200	48	4	210 000	3 200	12 000	7
417	85	210	52	5	220 000	3 200	13 000	8,5
418	90	225	54	5	250 000	2 500	15 500	10

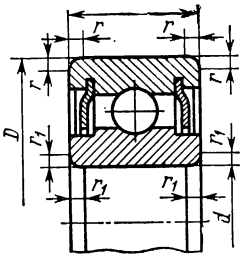
ГОСТ 8338—57 предусматривает сверхлегкую серию диаметров 8, серий ширин 1.

36. Шарикоподшипники радиальные однорядные с защитными шайбами (по ГОСТу 7242—70)

Тип 60000



Тип 80000



Подшипники типа 60000 допускается изготовлять с канавкой на наружном кольце для установочных колец по ГОСТу 2893—54

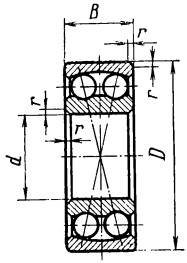
Обозначение подшипников типа		Размеры в *мм*					Коэффициент работоспособности *C*	Предельное число оборотов в минуту	Допустимая статическая нагрузка $Q_{ст}$ в *кГ*
60000	80000	*d*	*D*	*B*	*r*				
Особо легкая серия диаметров 1									
60018	80018	8	22	7	0,5	0.3	3 700	—	130
60019	80019	9	24	7	0,5	0.3	—	—	—
60104	80104	20	42	12	1,0	1.0	10 600	—	420
60105	80105	25	47	12	1,0	1.0	—	—	—
60106	80106	30	55	13	1,5	1.5	11 600	—	500
60107	80107	35	62	14	1,5	1,5	—	—	—
60108	80108	40	68	15	1,5	1,5	—	—	—
Легкая серия диаметров 2									
60200	80200	10	30	9	1,0	0.5	7 100	20 000	250
60201	80201	12	32	10	1,0	0,5	7 100	20 000	260
60202	80202	15	35	11	1,0	0.5	8 500	16 000	340
60203	80203	17	40	12	1,0	1,0	11 300	16 000	420
60204	80204	20	47	14	1,5	1,5	15 000	16 000	600
60205	80205	25	52	15	1,5	1.5	16 000	13 000	700
60206	80206	30	62	16	1,5	1,5	22 000	13 000	950
60207	80207	35	72	17	2,0	2,0			
60208	80208	40	80	18	2,0	2,0	39 000	10 000	1700
60210	80210	50	90	20	2,0	2,0			
60212	80212	60	110	22	2.5	2,5			
60214	80214	70	125	24	2,5	2,5	74 000	5000	3600
60215	80215	75	130	25	2,5	2,5	78 000	—	4000
60216	80216	80	140	26	3,0	3,0	112 000	—	5900
60218	80218	90	160	30	3,0	3,0			
Средняя серия диаметров 3									
60310	80310	50	110	27	3,0	3,0	72 000	6300	3500
60312	80312	60	130	31	3,5	3,5			
60314	80314	70	150	35	3,5	3,5			
60315	80315	75	160	37	3,5	3,5			

Пример обозначения подшипника с одной защитной шайбой легкой серии диаметров 2 с $d=6$ *мм*, $D=19$ *мм* и $B=6$ *мм*:

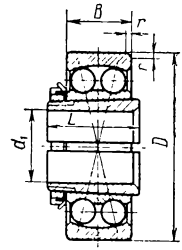
Подшипник 60026 ГОСТ 7242—70

37. Шарикоподшипники радиальные сферические

Тип 1000 (ГОСТ 5720—51)



Тип 11000 (ГОСТ 8545—57)



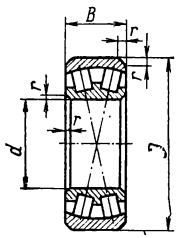
Обозначение подшипника типов		Размеры в *мм*						Коэффициент работоспособности C	Предельное число оборотов в минуту	Допустимая статическая нагрузка $Q_{ст}$ в $кГ$	Масса в $кГ$	
1000	11000	d	d_1	D	B	L					Тип 1000	Тип 11000
						Легкая серия						
1007	—	7	—	22	7	—	0.5	2 800	25 000	70	0,014	—
1008	—	8	—	22	7	—	0,5	2 800	25 000	70	0.014	—
1009	—	9	—	26	8	—	1	4 100	20 000	100	0.022	—
1200	—	10	—	30	9	—	1	5 400	20 000	140	0,033	—
1201	—	12	—	32	10	—	1	6 100	20 000	155	0,04	—
1202	—	15	—	35	11	—	1	8 000	16 000	215	0,05	—
1203	—	17	—	40	12	—	1,5	9 300	16 000	250	0,07	—
1204	11203	20	17	47	14	24	1,5	11 600	16 000	330	0,12	0.18
1205	11204	25	20	52	15	26	1,5	15 000	13 000	420	0,14	0.24
1206	11205	30	25	62	16	27	1,5	20 000	13 000	610	0,22	0,34
1207	11206	35	30	72	17	29	2	22 000	10 000	710	0,32	0.49
1208	11207	40	35	80	18	31	2	27 000	10 000	920	0,42	0,61
1209	11208	45	40	85	19	33	2	31 000	8 000	1000	0,47	0,71
1210	11209	50	45	90	20	35	2	33 000	8 000	1100	0,53	0,81
1211	11210	55	50	100	21	37	2,5	41 000	6 300	1400	0,71	1,04
1212	11211	60	55	110	22	38	2,5	46 000	6 300	1700	0,88	1,29
1213	11212	65	60	120	23	40	2,5	50 000	5 000	1800	1,15	1,61
1214	—	70	—	125	24	—	2,5	54 000	5 000	2000	1,26	—
1215	11213	75	65	130	25	43	2,5	60 000	5 000	2300	1,36	2,2
1216	11214	80	70	140	26	46	3	64 000	5 000	2500	1,67	2,7
1217	11215	85	75	150	28	50	3	78 000	4 000	3000	2,1	3.3
1218	11216	90	80	160	30	52	3	88 000	4 000	3400	2,5	3,9
1219	11217	95	85	170	32	55	3,5	100 000	4 000	3900	3,1	4,6
1220	11218	100	90	180	34	58	3,5	108 000	3 200	4300	3,7	5,5
						Средняя серия						
1300	—	10	—	35	11	—	1	7 500	16 000	190	0,06	—
1301	—	12	—	37	12	—	1,5	9 600	16 000	250	0,07	—
1302	—	15	—	42	13	—	1,5	10 000	16 000	280	0,09	—
1303	—	17	—	47	14	—	1,5	14 000	13 000	390	0,13	—
1304	11303	20	17	52	15	28	2	15 000	13 000	430	0,16	0.23
1305	11304	25	20	62	17	29	2	21 000	10 000	640	0,26	0.36
1306	11305	30	25	72	19	31	2	27 000	10 000	830	0,39	0.5
1307	11306	35	30	80	21	35	2,5	32 000	8 000	1000	0.5	0.67
1308	11307	40	35	90	23	36	2,5	40 000	8 000	1300	0.7	0,91
1309	11308	45	40	100	25	39	2,5	50 000	6 300	1700	0,96	1,19
1310	11309	50	45	110	27	42	3	57 000	6 300	1800	1,21	1,49
1311	11310	55	50	120	29	45	3	68 000	5 000	2400	1,58	1,91
1312	11311	60	55	130	31	47	3,5	78 000	5 000	2800	1,96	2,3
1313	11312	65	60	140	33	50	3,5	86 000	5 000	3100	2,5	2,9
1314	—	70	—	150	35	—	3,5	100 000	4 000	3700	3	—
1315	11313	75	65	160	37	55	3,5	104 000	4 000	4000	3,6	4,4
1316	11314	80	70	170	39	59	3,5	116 000	4 000	4500	4,3	5.2
1317	11315	85	75	180	41	63	4	132 000	4 000	5200	5,1	6,2
1318	11316	90	80	190	43	65	4	148 000	3 200	6000	5,7	7,1
1319	11317	95	85	200	45	68	4	164 000	3 200	6800	6,7	8,2
1320	11318	100	90	215	47	71	4	182 000	3 200	7600	8,3	10

Продолжение табл. 37

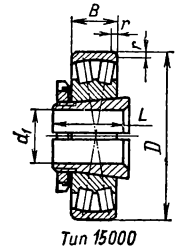
Обозначение подшипника типов		Размеры в *мм*						Коэффициент работоспособности C	Предельное число оборотов в минуту	Допустимая статическая нагрузка $Q_{ст}$ в *кГ*	Масса в *кГ*	
1000	11000	d	d_1	D	B	L					Тип 1000	Тип 11000
Легкая широкая серия												
1504	11503	20	17	47	18	28	1,5	14 000	16 000	420	0,14	0,2
1505	11504	25	20	52	18	29	1,5	15 500	13 000	450	0,16	0,27
1506	11505	30	25	62	20	31	1,5	20 000	13 000	600	0,26	0,38
1507	11506	35	30	72	23	35	2	28 000	10 000	850	0,4	0,56
1508	11507	40	35	80	23	36	2	31 000	10 000	1000	0,51	0,69
1509	11508	45	40	85	23	39	2	34 000	8 000	1100	0,55	0,79
1510	11509	50	45	90	23	42	2	35 000	8 000	1100	0,59	0,87
1511	11510	55	50	100	25	45	2,5	40 000	6 300	1400	0,81	1,2
1512	11511	60	55	110	28	47	2,5	50 000	6 300	1800	1,09	1,49
1513	11512	65	60	120	31	50	2,5	64 000	6 300	2300	1,46	2
1514	—	70	—	125	31	—	2,5	66 000	5 000	2400	1,52	—
1515	11513	75	65	130	31	55	2,5	68 000	5 000	2500	1,62	2,5
1516	11514	80	70	140	33	59	3	76 000	5 000	2800	2	3,1
1517	11515	85	75	150	36	63	3	88 000	4 000	3300	2,5	3,7
1518	11516	90	80	160	40	65	3	104 000	4 000	4000	3,4	4,7
1519	11517	95	85	170	43	68	3,5	120 000	3 200	4800	4,2	5,7
1520	11518	100	90	180	46	71	3,5	136 000	3 200	5700	5	6,7
Средняя широкая серия												
1604	11603	20	17	52	21	31	2	19 000	10 000	570	0,21	0,29
1605	11604	25	20	62	24	35	2	27 000	10 000	800	0,34	0,48
1606	11605	30	25	72	27	38	2	35 000	8 000	1050	0,5	0,63
1607	11606	35	30	80	31	43	2,5	44 000	8 000	1400	0,68	0,86
1608	11607	40	35	90	33	46	2,5	52 000	6 300	1700	0,93	1,14
1609	11608	45	40	100	36	50	2,5	62 000	6 300	2100	1,23	1,52
1610	11609	50	45	110	40	55	3	72 000	5 000	2500	1,61	2
1611	11610	55	50	120	43	59	3	84 000	5 000	2900	2,1	2,5
1612	11611	60	55	130	46	62	3,5	100 000	4 000	3500	2,6	3,1
1613	11612	65	60	140	48	65	3,5	112 000	4 000	4200	3,2	3,8
1614	—	70	—	150	51	—	3,5	124 000	4 000	4800	4,3	—
1615	11613	75	65	160	55	73	3,5	136 000	3 200	5500	5,2	6,2
1616	11614	80	70	170	58	78	3,5	152 000	3 200	6200	6,2	7,3
1617	11615	85	75	180	60	82	4	164 000	2 500	6600	7,2	8,5
1618	11616	90	80	190	64	86	4	182 000	2 500	7400	8,5	10,1

38. Роликоподшипники радиальные сферические двухрядные
Легкая широкая серия

Тип 3000 (ГОСТ 5721—57)



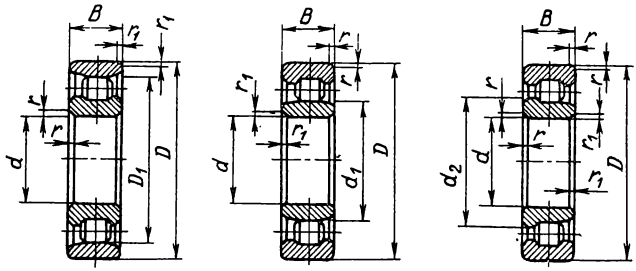
Тип 13000 (ГОСТ 8545—57)



Тип 15000

Условное обозначение подшипника типов		Размеры в *мм*						Коэффициент работоспособности C	Предельное число оборотов в минуту	Допустимая статическая нагрузка $Q_{ст}$ в *кГ*	Масса в *кГ*	
3000	13000	d	d_1	D	B	L					Тип 3000	Тип 13000
3516	13514	80	70	140	33	59	3	188 000	3000	11 500	2,2	3,2
3517	13515	85	75	150	36	63	3	200 000	2500	14 000	2,8	4,1
3518	13516	90	80	160	40	65	3	240 000	2500	15 000	3,6	4,9
3519	13517	95	85	170	43	68	3,5	310 000	2000	19 000	4,2	5,8
3520	13518	100	90	180	46	71	3,5	340 000	2000	21 500	5,2	6,8

39. Роликоподшипники радиальные с короткими цилиндрическими роликами
(по ГОСТу 8328—57)



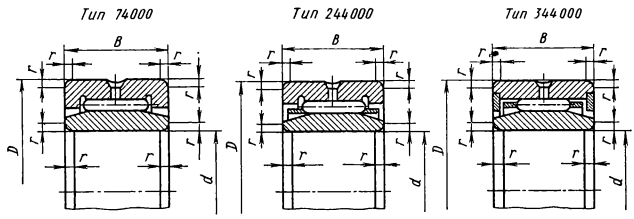
Тип 2000 Тип 32000 Тип 42000

Условное обозначение подшипников типов			Размеры в мм								Коэффициент работоспособности C	Предельное число оборотов в минуту	Допускаемая статическая нагрузка $Q_{ст}$ в кГ	Масса в кг
2000	32000	42000	d	D	B		r_1	D_1	d_1	d_2				
Легкая серия														
—	—	42202	15	35	11	1	0,5	—	20	22	8 800	16 000	390	0.06
2204	32204	42204	20	47	14	1,5	1	40	27	29,8	18 000	16 000	850	0,11
2205	32205	42205	25	52	15	1,5	1	45	32	34,9	20 000	13 000	1 000	0,16
2206	32206	42206	30	62	16	1,5	1	53,5	38,5	41,8	27 000	13 000	1 200	0,2
2207	32207	42207	35	72	17	2	1	61,8	43,8	47,1	39 000	10 000	1 900	0,3
2208	32208	42208	40	80	18	2	2	70	50	54,2	50 000	10 000	2 500	0,4
2209	32209	42209	45	85	19	2	2	75	55	59	54 000	8 000	2 700	0,5
2210	32210	42210	50	90	20	2	2	80,4	60,4	64,1	57 000	8 000	3 000	0,6
2211	32211	42211	55	100	21	2,5	2	88,5	66,5	69,8	70 000	8 000	3 700	0,7
2212	32212	42212	60	110	22	2,5	2,5	97,5	73,5	77,6	84 000	6 300	4 400	0,9
2213	32213	42213	65	120	23	2,5	2,5	105,6	79,6	83,9	98 000	6 300	5 200	1,1
2214	32214	42214	70	125	24	2,5	2,5	110,5	84,5	88,6	98 000	5 000	5 200	1,3
2215	32215	42215	75	130	25	2,5	2,5	116,5	88,5	92,9	120 000	5 000	6 300	1,4
2216	32216	42216	80	140	26	3	3	125,3	95.3	100,1	132 000	5 000	7 300	1,7
2217	32217	42217	85	150	28	3	3	133,8	101,8	107,1	152 000	4 000	8 400	2,1
2218	32218	42218	90	160	30	3	3	143	107	114,2	188 000	4 000	10 000	2,5
2219	32219	42219	95	170	32	3,5	3,5	151,5	113,5	120	210 000	4 000	11 000	3,2
2220	32220	42220	100	180	34	3,5	3,5	160	120	128	230 000	3 200	11 500	3,5
Средняя серия														
2305	32305	42305	25	62	17	2	2	53	35	39	35 000	10 000	1 600	0.2
2306	32306	42306	30	72	19	2	2	62	42	46,2	45 000	10 000	2 100	0,3
2307	32307	42307	35	80	21	2,5	2	68,2	46,2	50,8	54 000	8 000	2 600	0.5
2308	32308	42308	40	90	23	2,5	2,5	77,5	53,5	57,8	66 000	8 000	3 000	0,7
2309	32309	42309	45	100	25	2,5	2,5	86,5	58,5	62,9	90 000	6 300	4 200	0.9
2310	32310	42310	50	110	27	3	3	95	65	70,2	100 000	6 300	4 900	1.2
2311	32311	42311	55	120	29	3	3	104,5	70,5	76	132 000	6 300	6 200	1,7
2312	32312	42312	60	130	31	3,5	3,5	113	77	81,6	158 000	5 000	7 600	2
2313	32313	42313	65	140	33	3,5	3,5	121,5	83,5	91	170 000	5 000	8 500	2,5
2314	32314	42314	70	150	35	3,5	3,5	130	90	97	200 000	5 000	10 000	3,1
2315	32315	42315	75	160	37	3,5	3,5	139,5	95,5	102,2	230 000	4 000	11 500	3,7
2316	32316	42316	80	170	39	3,5	3,5	147	103	111	240 000	4 000	12 000	4,4
2317	32317	42317	85	180	41	4	4	156	108	114,5	290 000	4 000	14 500	5,2
2318	32318	42318	90	190	43	4	4	165	115	124	320 000	3 200	16 000	6,1
2319	32319	42319	95	200	45	4	4	173,5	121,5	130	340 000	3 200	17 000	7
2320	32320	42320	100	215	47	4	4	185,5	129,5	137,8	400 000	3 200	19 000	8.6
Тяжелая серия														
2406	32406	42406	30	90	23	2,5	2,5	73	45	50,5	78 000	8 000	3 500	0.73
2407	32407	42407	35	100	25	2,5	2,5	83	53	59	96 000	6 300	4 500	.0,94
2408	32408	42408	40	110	27	3	3	92	58	64,8	123 000	6 300	5 600	1,25
2409	32409	42409	45	120	29	3	3	100,5	64,5	71,8	140 000	6 300	6 400	1.8

Продолжение табл. 39

Условное обозначение подшипников типов			Размеры в мм								Коэффициент работоспособности C	Предельное число оборотов в минуту	Допускаемая статическая нагрузка $Q_{ст}$ в кГ	Масса в кг
2000	32000	42000	d	D	B	r	r_1	D_1	d_1	d_2				
2410	32410	42410	50	130	31	3,5	3,5	110,8	70,8	78,8	170 000	5 000	7 900	2,3
2411	32411	42411	55	140	33	3,5	3,5	117,2	77,2	85,2	180 000	5 000	8 700	2,8
2412	32412	42412	60	150	35	3,5	3,5	127	83	91	220 000	4 000	10 500	3,4
2413	32413	42413	65	160	37	3,5	3,5	135,3	89,3	97,6	240 000	4 000	11 500	4
2414	32414	42414	70	180	42	4	4	152	100	107,4	310 000	4 000	14 500	5,9
2415	32415	42415	75	190	45	4	4	160,5	104,5	115	360 000	4 000	17 000	7,1
2416	32416	42416	80	200	48	4	4	170	110	119,5	400 000	3 200	19 000	8,3
2417	32417	42417	85	210	52	5	5	177	113	125	460 000	3 200	22 000	9,8
2418	32418	42418	90	225	54	5	5	191,5	123,5	137	520 000	2 500	25 000	11
2419	32419	42419	95	240	55	5	5	201,5	133,5	145,5	540 000	2 500	27 000	14
2420	32420	42420	100	250	58	5	5	211	139	153,5	630 000	2 500	30 500	16
Средняя широкая серия														
—	32605	42605	25	62	24	2	2	—	35	39	46 000	10 000	2 300	0,4
—	32606	42606	30	72	27	2	2	—	42	46,2	54 000	10 000	2 800	0,6
—	32607	42607	35	80	31	2,5	2,5	—	46,2	50,8	66 000	8 000	3 500	0,85
—	32608	42608	40	90	33	2,5	2,5	—	53,5	57,8	84 000	8 000	4 600	1,1
—	32609	42609	45	100	36	2,5	2,5	—	58,5	64	124 000	6 300	6 200	1,55
—	32610	42610	50	110	40	3	3	—	65	71	137 000	6 300	7 400	1,8
—	32611	42611	55	120	43	3	3	—	70,5	76	158 000	5 000	8 800	2,4
—	32612	42612	60	130	46	3,5	3,5	—	77	81,6	196 000	5 000	11 000	3
—	32613	42613	65	140	48	3,5	3,5	—	83,5	91	220 000	4 000	12 000	3,6
—	32614	42614	70	150	51	3,5	3,5	—	90	97	265 000	4 000	15 000	4,4
—	32615	42615	75	160	55	3,5	3,5	—	95,5	102,2	310 000	4 000	17 500	5,4
—	32616	42616	80	170	58	3,5	3,5	—	103	111	330 000	4 000	19 000	6,4
—	32617	42617	85	180	60	4	4	—	108	114,5	380 000	3 200	21 500	7,4
—	32618	42618	90	190	64	4	4	—	115	124	400 000	2 500	22 500	8,4
—	32619	42619	95	200	67	4	4	—	121,5	130,5	460 000	2 500	26 000	10,2
—	32620	42620	100	215	73	4	4	—	129,5	139	540 000	2 500	31 000	13,5

40. Роликоподшипники радиальные игольчатые (по ГОСТу 4657—71)



Условные обозначения для подшипников типов		Размеры в мм					
		d	d_1		D	B	
74000	244000		Номинал	Отклонение			
Сверхлегкая серия диаметров 8, серия ширин 4							
4074820	4244820	100	110	+0,058	125	25	1,5
4074822	4244822	110	120	+0,036	140	30	1,5
4074824	4244824	120	130		150	30	1,5
4074826	4244826	130	145	+0,068	165	35	2,0
4074828	4244828	140	155	+0,043	175	35	2,0
4074830	4244830	150	165		190	40	2,0
Сверхлегкая серия диаметров 9, серия ширин 4							
4074900	4244900	10	14	+0,027	22	13	0,5
4074901	4244901	12	16	+0,016	24	13	0,5

Продолжение табл. 40

Условные обозначения для подшипников типов		Размеры в *мм*					
		d	d_1		D	B	
74000	244000		Номинал	Отклонение			
4074902	4244902	15	20		28	13	0.5
4074903	4244903	17	22	+0.033	30	13	0.5
4074904	4244904	20	25	+0,020	37	17	0.5
40749/22	42449/22	22	28		39	17	0.5
4074905	4244905	25	30		42	17	0,5
40749/28	42449/28	28	32		45	17	0,5
4074906	4244906	30	35		47	17	0.5
40749/32	42449/32	32	40	+0.041 +0,025	52	20	1,0
4074907	4244907	35	42		55	20	1,0
4074908	4244908	40	48		62	22	1,0
4074909	4244909	45	52		68	22	1,0
4074910	4244910	50	58		72	22	1,0
4074911	4244911	55	63	+0,049	80	25	1,5
4074912	4244912	60	68	+0,030	85	25	1,5
4074913	4244913	65	72		90	25	1,5
4074914	4244914	70	80		100	30	1,5
4074915	4244915	75	85		105	30	1,5
4074916	4244916	80	90	+0.058	110	30	1,5
4074917	4244917	85	100	+0,036	120	35	2,0
4074918	4244918	90	105		125	35	2,0
4074920	4244920	100	115	+0.068 +0,036	140	40	2,0
Особо легкая серия диаметров 1, серия ширин 4							
4074103	4344103	17	24		35	18	0,5
4074104	4344104	20	28		42	22	1,0
4074105	4344105	25	34	+0.041	47	22	1,0
4074106	4344106	30	40	+0,025	55	25	1,5
4074107	4344107	35	46		62	27	1,5
4074108	4344108	40	52		68	28	1,5
4074109	4344109	45	58		75	30	1,5
4074110	4344110	50	62	+0,049	80	30	1,5
4074111	4344111	55	70	+0,030	90	35	2,0
4074112	4344112	60	75		95	35	2,0
4074113	4344113	65	80		100	35	2,0
4074114	4344114	70	88		110	40	2,0
4074115	4344115	75	92	+0,058	115	40	2,0
4074116	4344116	80	100	+0,036	125	45	2,0
4074117	4344117	85	105		130	45	2,0

Пример обозначения роликового радиального игольчатого подшипника сверхлегкой серии диаметров 9, серии ширин 4 с $d=50$, $D=72$, $B=22$:

Подшипник 4074910 ГОСТ 4657—71

Диаметры отверстий для смазки подшипников в *мм*:

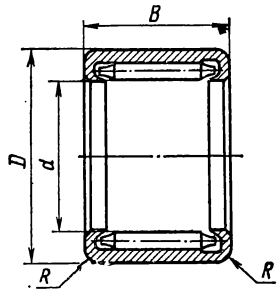
Наружный диаметр подшипника	Диаметр отверстия для смазки
До 30	2
Св. 30 до 180	3
» 180 » 260	4
» 260 » 500	5

По согласованию с заказчиком допускаются отверстия для смазки на внутреннем кольце.

Технические требования к посадочным местам вала и корпуса под подшипники — по ГОСТу 3325—55, а предельные отклонения диаметра дорожек качения на валу для подшипников типа 24000 — по B_1 ОСТа НКМ 1021.

Шероховатость поверхности дорожек качения на валу под подшипники типа 24000 — не грубее 9-го класса чистоты.

41. Подшипники игольчатые с одним штампованным кольцом (по ГОСТу 4060—60)



Условные обозначения подшипников серий			Размеры в *мм*					
узкой	нормальной	широкой	*d*	*D*	*B* серий			*R*
					узкой	нормальной	широкой	
941	942	943						
941/8	942/8	—	8	14	10	12	—	1,2
941/10	942/10	943/10	10	16	10	15	17	1,2
941/12	942/12	943/12	12	17	12	15	18	1,2
941/15	942/15	943/15	15	20	12	16	20	1,2
941/17	942/17	943/17	17	23	14	18	22	1,2
941/20	942/20	943/20	20	26	14	20	25	1,2
941/22	942/22	943/22	22	28	14	20	25	1,2
941/25	942/25	943/25	25	32	16	22	25	1,2
—	942/28	943/28	28	36	—	24	32	1,2
—	942/30	943/30	30	38	—	24	32	1,5
—	942/32	943/32	32	40	—	24	32	1,5
—	942/35	943/35	35	43	—	25	32	1,5
—	942/40	943/40	40	50	—	32	38	2,0
—	—	943/45	45	55	—	—	38	2,0
—	—	943/50	50	60	—	—	38	2,0
—	—	943/60	60	68	—	—	40	2,0
—	—	943/70	70	78	—	—	45	2,0
—	—	943/80	80	88	—	—	45	2,0
—	—	943/90	90	100	—	—	50	2,0
—	—	943/100	100	108	—	—	50	2,0

Размер *R* рекомендуемый.

Допускаемое отклонение диаметра *d* по игольчатым роликам для всех размеров $+0{,}06 \div 0{,}012$ *мм*.

Допускаемое отклонение диаметра дорожки качения вала при вращательном движении подшипников — по В ОСТа 1022; при колебательном движении малой амплитуды и при статической нагрузке — по Н ОСТа 1012.

Чистота поверхности дорожки качения вала должна быть не ниже ∇ 8.

Твердость дорожки качения вала должна быть не менее *HRC* 60.

Допускаемое отклонение диаметра посадочной поверхности корпуса, изготовленного из стали или чугуна, — по П ОСТа 1022, а из алюминия или другого легкого сплава — Н ОСТа 1022.

При подаче смазки к подшипнику через корпус допускается изготовлять наружные кольца с отверстием для смазки посередине кольца.

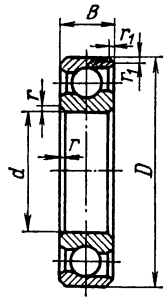
Диаметр отверстий для смазки должны быть следующие в *мм*:

1,5 для $D = 10$;
2 » $D = 12 \div 30$;
3 » $D =$ свыше 30.

Пример обозначения подшипника диаметром $d = 10$ *мм* (по игольчатым роликам) узкой серии:

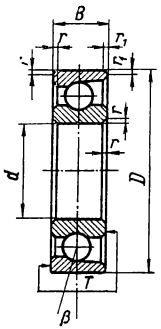
941/10 ГОСТ 4060—60.

42. Шарикоподшипники радиально-упорные магнетные



Условное обозначение подшипника	Размеры в мм					Масса в кГ	Условное обозначение подшипника	Размеры в мм					Масса в кг
	d	D	B		r_1			d	D	B			
6003	3	16	5	0,3	0,2	0,005	6010	10	28	7	0.5	0,3	0.023
6004	4	16	5	0,3	0.2	0.005	6012	12	32	8	0.5	0,3	0.029
6005	5	16	5	0.3	0.2	0,005	6015	15	35	8	0.5	0,3	0.035
6006	6	21	7	0,5	0,3	0.011	6017	17	44	10	0.8	0.5	0.073
6007	7	22	7	0.5	0,3	0,013	6020	20	47	12	1,5	1	0,095
6008	8	24	7	0,5	0,3	0,015							

43. Шарикоподшипники радиально-упорные (по ГОСТу 831—62)



Угол контакта β равен для подшипников с условным обозначением:

36000	β = 12°
46000	β = 26°
66000	β = 36°

Особо легкая серия

Условное обозначение подшипника	Размеры в мм							Коэффициент работоспособности C	Предельное число оборотов в минуту	Допустимая статическая нагрузка $Q_{ст}$ в кГ	Масса в кг
	d	D	B	T		r	r_1				
				наиб.	наим.						
46114	70	110	20	20	19,7	2	1	57 000	6300	3 100	0,717
46115	75	115	20	20	19,7	2	1	57 000	6300	3 200	0.777
46117	85	130	22	22	21,5	2	1	70 000	5000	4 100	1,038
46118	90	140	24	24	23,5	2,5	1,2	78 000	5000	4 500	1,43
46120	100	150	24	24	23,5	2,5	1,2	88 000	4000	5 400	1,56
46122	110	170	28	28	27,5	3	1,5	116 000	4000	7 200	2,37
46124	120	180	28	28	27,5	3	1,5	124 000	3200	7 900	2,378
46126	130	200	33	33	32,5	3	1,5	152 000	3200	9 200	4,138
46130	150	225	35	35	34,5	3,5	2	170 000	2500	12 000	4,98

Продолжение табл. 43

Легкая серия

Условное обозначение подшипника		Размеры в *мм*							Коэффициент работоспособности *C*		Предельное число оборотов в минуту	Допустимая статическая нагрузка $Q_{ст}$ в *кГ*		Масса в *кг*
					T									
Тип 36000	Тип 46000	*d*	*D*	*B*	наиб.	наим.	*r*	r_1	Тип 36000	Тип 46000		Тип 36000	Тип 46000	
36201	46201	12	32	10	10	9,7	1	0,3	8100	7500	20 000	340	310	0,037
36202	46202	15	35	11	11	10,7	1	0.3	9300	8100	16 000	380	380	0.045
36203	46203	17	40	12	12	11,7	1	0,5	14000	12300	16 000	600	500	0,06
36204	46204	20	47	14	14	13,7	1,5	0.5	18000	16700	16 000	600	750	0,1
36205	46205	25	52	15	15	14,7	1,5	0.5	20000	18000	13 000	900	800	0.12
36206	46206	30	62	16	16	15,7	1,5	0,5	27000	25000	13 000	1300	1200	0,19
36207	46207	35	72	17	17	16,7	2	1	35000	33000	10 000	1900	1600	0,27
36208	46208	40	80	18	18	17,7	2	1	49000	42000	10 000	2400	2100	0,37
36209	46209	45	85	19	19	18,7	2	1	52000	44000	8 000	2600	2200	0,42
36210	46210	50	90	20	20	19,7	2	1	54000	48000	8 000	2800	2400	0,47
36211	46211	55	100	21	21	20,6	2,5	1,2	64000	57000	8 000	3400	3100	0,58
36212	46212	60	110	22	22	21,6	2,5	1,2	76000	70000	6 300	4100	3800	0,77
36213	46213	65	120	23	23	22,6	2,5	1.2	86000	80000	6 300	4800	4500	0.98
36214	46214	70	125	24	24	23,6	2,5	1,2	96000	88000	5 000	5200	4900	1,04
36215	46215	75	130	25	25	24,6	2,5	1,2	100000	92000	5 000	5600	5200	1,13
36216	46216	80	140	26	26	25,6	3	1,5	108000	104000	5 000	6400	6300	1,38
36217	46217	85	150	28	28	27,4	3	1,5	120000	112000	4 000	7300	6800	1,75
36218	46218	90	160	30	30	29,4	3	1,5	140000	128000	4 000	8600	7900	2,2
36219	46219	95	170	32	32	31,4	3,5	2	158000	148000	4 000	9900	9200	2,6
36220	46220	100	180	34	34	33,4	3,5	2	170000	164000	3 200	11500	10500	3,2

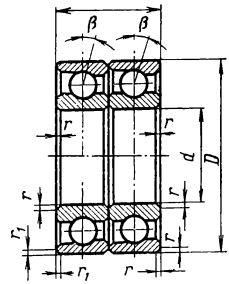
Средняя серия

Условное обозначение подшипника	Размеры в *мм*							Коэффициент работоспособности *C*	Предельное число оборотов в минуту	Допустимая статическая нагрузка $Q_{ст}$ в *кГ*	Масса в *кг*
	d	*D*	*B*	*T* наиб.	*T* наим.	*r*	r_1				
46303	17	47	14	14	13,6	1,5	0,5	19 000	13 000	770	0,11
46304	20	52	15	15	14.6	2	1	21 000	13 000	900	0,14
46305	25	62	17	17	16,6	2	1	31 000	10 000	1 400	0,23
46306	30	72	19	19	18,6	2	1	38 000	10 000	1 700	0,35
46307	35	80	21	21	20.6	2,5	1,2	46 000	8 000	2 100	0,44
46308	40	90	23	23	22,6	2,5	1,2	57 000	8 000	2 800	0,63
46309	45	100	25	25	24,6	2,5	1,2	70 000	6 300	3 600	0,83
46310	50	110	27	27	26,6	3	1,5	80 000	6 300	4 400	1,08
46311	55	120	29	29	28.5	3	1,5	100 000	6 300	5 500	1,37
46312	60	130	31	31	30.5	3,5	2	112 000	5 000	6 400	1,71
46313	65	140	33	33	32.5	3,5	2	124 000	5 000	7 300	2,09
46314	70	150	35	35	34,5	3,5	2	140 000	5 000	8 300	2,6
46315	75	160	37	37	36,5	3,5	2	158 000	4 000	9 300	3,1
46316	80	170	39	39	38.5	3,5	2	170 000	4 000	10 500	3,6
46317	85	180	41	41	40.2	4	2	182 000	4 000	11 500	4,3
46318	90	190	43	43	42.2	4	2	194 000	3 200	13 000	5
46319	95	200	45	45	44,2	4	2	220 000	3 200	14 000	5,7
46320	100	215	47	47	46,2	4	2	250 000	3 200	17 000	7,2

Тяжелая серия

66406	30	90	23	23	22,6	2,5	1,2	54 000	8 000	2 700	0,77
66407	35	100	25	25	24,6	2,5	1,2	64 000	6 300	3 200	1,05
66408	40	110	27	27	26.6	3	1,5	80 000	6 300	4 100	1,37
66409	45	120	29	29	28,6	3	1,5	96 000	6 300	5 100	1,75
66410	50	130	31	31	30.6	3,5	2	108 000	5 000	5 900	2,17
66412	60	150	35	35	34,4	3,5	2	132 000	4 000	7 800	3,52

44. Шарикоподшипники радиально-упорные сдвоенные (по ГОСТу 832—66)

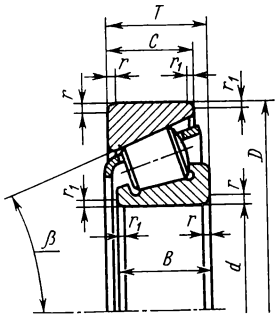


Условное обозначение подшипника	Размеры в мм					Угол β в *град*	Коэффициент работоспособности *C*	Предельное число оборотов в минуту	Допустимая статическая нагрузка $Q_{ст}$ в *кГ*	Масса в *кг*
	d	*D*	*B*							
436205	25	52	30	1,5	0,5	12	32 000	13 000	1 800	0,24
436206	30	62	32	1,5	0,5	12	43 000	13 000	2 600	0,44
436208	40	80	36	2	1	12	78 000	10 000	4 800	0,74
446206	30	62	32	1,5	0,5	26	40 000	13 000	2 400	0,44
446215	75	130	50	2,5	1,2	26	158 000	5 000	10 500	2,87
446306	30	72	38	2	1	26	60 000	10 000	3 400	0,78

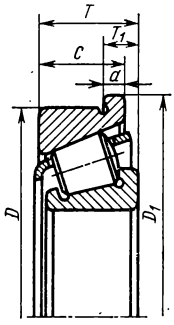
ГОСТ 832—66 предусматривает также другие типы и размеры сдвоенных подшипников.

45. Подшипники роликовые конические однорядные (по ГОСТу 333—71)

По ГОСТу 333—71



По ГОСТу 3169—71



Буква Н в условном обозначении означает, что в данном типоразмере подшипника изменена ширина внутреннего кольца в соответствии с ГОСТом 3478—68.

Значение $T_1 = T - C + a$.

Технические требования к подшипникам — по ГОСТу 520—71.

Условное обозначение подшипника	*d*	*D*	D_1	*B*	*C*	*T*			
Сверхлегкая серия диаметров 9, серия ширин Угол β = 10 ÷ 17°									
2007907	35	55		13	12	14	1,0	0,3	
2007908	40	62		14	12	15	1,0	0,3	
2007909	45	68		14	12	15	1,0	0,3	
2007910	50	72		14	12	15	1,0	0,3	

Продолжение табл. 45

Условное обозначение подшипника	d	D	D_1	B	C	T			
2007911	55	80		16	14	17	1,5	0,5	
2007912	60	85		16	14	17	1,5	0,5	
2007913	65	90		16	14	17	1,5	0,5	
2007914	70	100		19	17	20	1,5	0,5	
2007915	75	105	—	19	17	20	1,5	0,5	—
2007916	80	110		19	17	20	1,5	0,5	
2007917	85	120		22	19	23	2,0	0,8	
2007918	90	125		22	19	23	2,0	0,8	
2007919	95	130		22	19	23	2,0	0,8	
2007920	100	140		24	21	25	2,0	0,8	
Особо легкая серия диаметров 1, серия ширин 2 Угол $\beta = 11 \div 15°$									
2007106	30	55	59	16	14	17	1,5	0,5	3,0
20071/32	32	58	62	16	14	17	1,5	0,5	3,0
2007107	35	62	66	17	15	18	1,5	0,5	3,0
2007108	40	68	72	18	16	19	1,5	0,5	3,5
2007109	45	75	79	19	16	20	1,5	0,5	3,5
2007110	50	80	84	19	16	20	1,5	0,5	3,5
2007111	55	90	94	22	19	23	2,0	0,8	4,0
2007112	60	95	99	22	19	23	2,0	0,8	4,0
2007113	65	100	104	22	19	23	2,0	0,8	4,0
2007114	70	110	116	24	20	25	2,0	0,8	4,5
2007115	75	115	121	24	20	25	2,0	0,8	4,5
2007116	80	125	131	27	23	29	2,0	0,8	5,0
2007117	85	130	136	27	23	29	2,0	0,8	5,0
2007118	90	140	146	30	26	32	2,5	0,8	5,5
2007119	95	145	151	30	26	32	2,5	0,8	5,5
2007120	100	150	156	30	26	32	2,5	0,8	5,5
Легкая серия диаметров 2, серия ширин 0 Угол $\beta = 12 \div 16°$									
7202	15	35	—	11	9	11,75	1,0	0,3	—
7203	17	40	—	12	11	13,25	1,5	0,5	—
7204	20	47	51	14	12	15,25	1,5	0,5	3
72/22	22	50	54	14	12	15,25	1,5	0,5	3
7205	25	52	57	15	13	16,25	1,5	0,5	3,5
72/28	28	58	63	16	14	17,25	1,5	0,5	3,5
7206	30	62	67	16	14	17,25	1,5	0,5	3,5
72/32	32	65	70	17	15	18,25	1,5	0,5	3,5
7207	35	72	77	17	15	18,25	2,0	0,8	4,0
7208Н	40	80	85	18	16	19,75	2,0	0,8	4,0
7209	45	85	90	19	16	20,75	2,0	0,8	4,0
7210Н	50	90	95	20	17	21,75	2,0	0,8	4,0
7211	55	100	106	21	18	22,75	2,5	0,8	4,5
7212Н	60	110	116	22	19	23,75	2,5	0,8	4,5
7213	65	120	127	23	20	24,75	2,5	0,8	4,5
7214Н	70	125	132	24	21	26,25	2,5	0,8	5,0
7215Н	75	130	137	25	22	27,25	2,5	0,8	5,0
7216	80	140	147	26	22	28,25	3,0	1,0	5,0
7217	85	150	158	28	24	30,25	3,0	1,0	5,0
7218Н	90	160	168	30	26	32,5	3,0	1,0	6,0
7219	95	170	179	32	27	34,5	3,5	1,2	6,5
7220	100	180	190	34	29	37	3,5	1,2	7,0
Легкая серия диаметров 2 (5), серия ширин (0) Угол $\beta = 12 \div 16°$									
7506Н	30	62	67	20	17	21,25	1,5	0,5	4,0
75/32	32	65	70	21	18	22,25	1,5	0,5	4,0
7507	35	72	77	23	20	24,25	2,0	0,8	4,5
7508Н	40	80	85	23	19	24,75	2,0	0,8	4,0
7509Н	45	85	90	23	19	24,75	2,0	0,8	4,0
7510Н	50	90	95	23	19	24,75	2,0	0,8	4,0
7511	55	100	106	25	21	26,75	2,5	0,8	5,0
7512	60	110	116	28	24	29,75	2,5	0,8	5,0
7513	65	120	127	31	27	32,75	2,5	0,8	6,0
7514	70	125	132	31	27	33,25	2,5	0,8	6,0
7515	75	130	137	31	27	33,25	2,5	0,8	6,0

Продолжение табл. 45

Условное обозначение подшипника	d	D	D_1	B	C	T			
7516	80	140	147	33	28	35,25	3,0	1,0	6,0
7517	85	150	158	36	30	38,5	3,0	1,0	7,0
7518	90	160	168	40	34	42,5	3,0	1,0	8,0
7519Н	95	170	179	43	37	45,5	3,5	1,2	8,0
7520	100	180	190	46	39	49	3,5	1,2	8,0
Средняя серия диаметров 3, серия ширин 0 Угол $\beta = 10 \div 14°$									
7302	15	42	46	13	11	14,25	1,5	0.5	3,0
7303	17	47	51	14	12	15,25	1,5	0.5	3,0
7304Н	20	52	57	15	13	16,25	2,0	0,8	3,5
73/22	22	56	61	16	14	17,25	2,0	0,8	3,5
7305	25	62	67	17	15	18,25	2,0	0,8	4,0
73/28	28	68	73	18	16	19,75	2,0	0,8	4,0
7306	30	72	77	19	17	20,75	2,0	0,8	4,0
73/32	32	75	80	20	17	21,75	2,0	0,8	4,5
7307	35	80	85	21	18	22,75	2,5	0,8	4,5
7308	40	90	95	23	20	25,25	2,5	0,8	4,5
7309Н	45	100	106	25	22	27,25	2,5	0,8	5,0
7310Н	50	110	116	27	23	29,25	3,0	1,0	5,0
7311	55	120	127	29	25	31,5	3,0	1,0	5,5
7312	60	130	137	31	27	33,5	3,5	1,2	5,5
7313	65	140	147	33	28	36	3,5	1,2	6
7314Н	70	150	158	35	30	38	3,5	1,2	7
7315	75	160	168	37	31	40	3,5	1,2	7
7316	80	170	179	39	33	42,5	3,5	1,2	7
7317	85	180	190	41	35	44,5	4,0	1,5	8
7318	90	190	200	43	36	46,5	4,0	1,5	8
7319	95	200	210	45	39	49,5	4,0	1,5	8
7320	100	215	225	47	39	51,5	4,0	1,5	9
Средняя серия диаметров 3 (6), серия ширин (0) Угол $\beta = 11 \div 15°$									
7604	20	52	57	21	18,5	22,25	2,0	0,8	4,5
76/22	22	56	61	21	18	22,25	2,0	0,8	4,5
7605	25	62	67	24	21	25,25	2,0	0.8	5,0
76/28	28	68	73	24	21	25,75	2,0	0.8	5,0
7606Н	30	72	77	27	23	28,75	2,0	0.8	6,0
76/32	32	75	80	28	24	29,75	2,0	0.8	6,0
7607	35	80	85	31	27	32,75	2,5	0,8	6,0
7608	40	90	95	33	28,5	35,25	2,5	0,8	6,0
7609	45	100	106	36	31	38,25	2,5	0,8	7,0
7610	50	110	116	40	34	42,25	3,0	1,0	8,0
7611Н	55	120	127	43	35	45,5	3,0	1,0	8,0
7612Н	60	130	137	46	37	48,5	3,5	1,2	8,0
7613	65	140	147	48	41	51	3,5	1,2	8,0
7614	70	150	158	51	43	54	3,5	1,2	10
7615	75	160	168	55	46,5	58	3,5	1,2	10
7616Н	80	170	179	58	48	61,5	3,5	1,2	11
7617	85	180	190	60	50.5	63,5	4,0	1,5	11
7618Н	90	190	200	64	53	67,5	4,0	1,5	11
7619	95	200	210	67	57	71,5	4,0	1,5	11
7620	100	215	225	73	61,5	77,5	4,0	1,5	12

Пример обозначения роликового конического однорядного подшипника особо легкой серии диаметров 1, серии ширин 2 с $d = 70$ *мм*, $D = 110$ *мм* и $T = 25$ *мм*:

Подшипник 2007114 ГОСТ 333—71

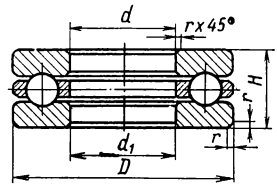
Обозначения роликовых конических однорядных подшипников с упорным бортом на наружном кольце соответствуют ГОСТу 333—71 с добавлением на пятом месте справа цифры 6.

Пример обозначения роликового конического подшипника с упорным бортом легкой серии диаметров 2, серии ширин 0 с $d = 15$, $D = 35$ и $T = 11{,}75$:

Подшипник 67202 ГОСТ 3169—71

46. Шарикоподшипники упорные одинарные
(по ГОСТу 6874—54)

Особо легкая серия

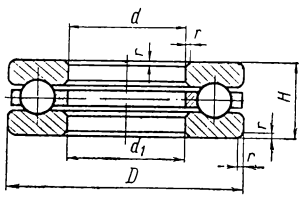


$d_1 \geq d + 0{,}2$ мм

Условное обозначение подшипника	Размеры в мм				Коэффициент работоспособности C	Предельное число оборотов в минуту	Допустимая статическая нагрузка $Q_{ст}$ в кГ	Масса в кг
	d	D	H					
8100	10	24	9	0,5	10 000	10 000	1 000	0,02
8101	12	26	9	0,5	10 600	10 000	1 100	0,022
8102	15	28	9	0,5	11 300	8 000	1 200	0,024
8103	17	30	9	0,5	12 500	8 000	1 400	0,03
8104	20	35	10	0,5	16 700	6 300	2 000	0,04
8105	25	42	11	1	19 000	6 300	2 400	0,06
8106	30	47	11	1	21 000	6 300	2 700	0,07
8107	35	52	12	1	28 000	5 000	3 700	0,09
8108	40	60	13	1	35 000	5 000	4 800	0,12
8109	45	65	14	1	37 000	5 000	5 200	0,15
8110	50	70	14	1	39 000	4 000	5 700	0,16
8111	55	78	16	1	52 000	4 000	7 800	0,24
8112	60	85	17	1,5	57 000	3 200	8 500	0,29
8113	65	90	18	1,5	65 000	3 200	9 600	0,34
8114	70	95	18	1,5	70 000	2 500	10 500	0,36
8115	75	100	19	1,5	72 000	2 500	11 000	0,42
8116	80	105	19	1,5	74 000	2 500	11 500	0,43
8117	85	110	19	1,5	76 000	2 000	12 500	0,46
8118	90	120	22	1,5	94 000	2 000	14 000	0,68
8120	100	135	25	1,5	124 000	2 000	20 000	1

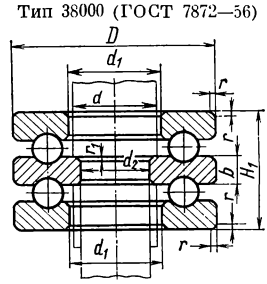
47. Шарикоподшипники упорные

Тип 8000 (ГОСТ 6874—54)



$d_1 \geq d + 0{,}2$ мм

Тип 38000 (ГОСТ 7872—56)



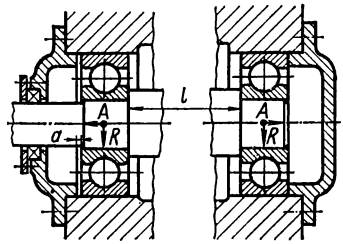
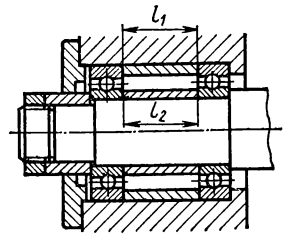
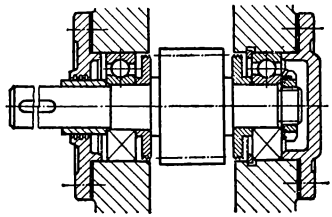
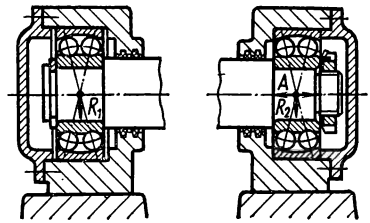
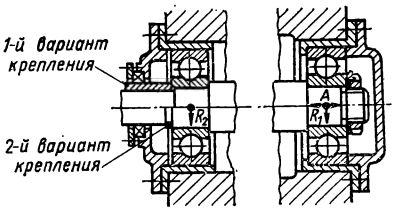
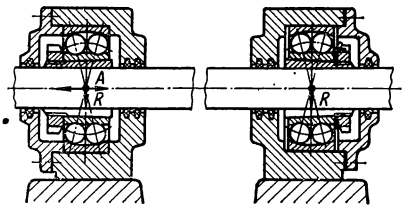
$r_1 \approx 0{,}1\,(d - d_2)$

Условное обозначение подшипника		Размеры в мм							Коэффициент работоспособности C	Предельное число оборотов в минуту	Допустимая статическая нагрузка $Q_{ст}$ в кГ	Масса в кг	
Тип 8000	Тип 38000	d	d_2	D	H	H_1	b					Тип 8000	Тип 38000
Легкая серия													
8200	—	10	—	26	11	—	—	1	11 900	8000	1200	0,03	—
8201	—	12	—	28	11	—	—	1	13 200	8000	1400	0,034	—
8202	38202	15	10	32	12	22	7	1	15 000	8000	1700	0,041	0,09

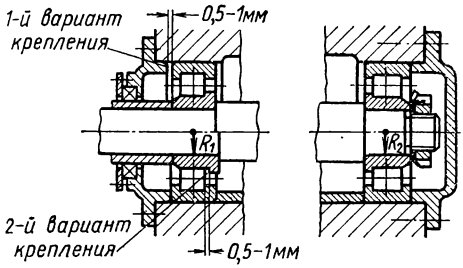
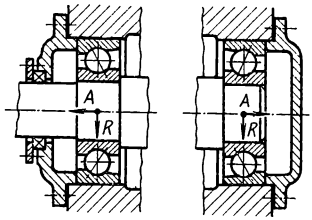
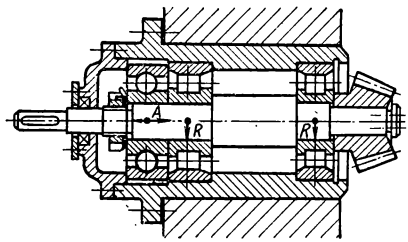
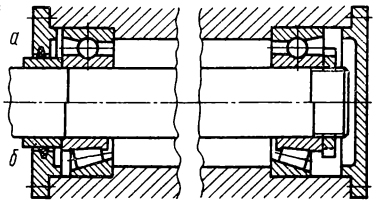
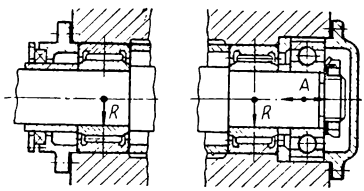
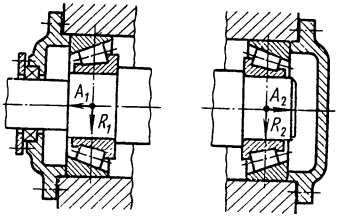
Продолжение табл. 47

Условное обозначение подшипника		Размеры							Коэффициент работоспособности C	Предельное число оборотов в минуту	Допустимая статическая нагрузка $Q_{ст}$ в кГ	Масса в кг	
Тип 8000	Тип 38000	d	d_2	D	H	H_1	b					Тип 8000	Тип 38000
8203	—	17	—	35	12	—	—	1	16 000	6300	1 800	0,053	—
8204	38204	20	15	40	14	26	6	1	24 000	6300	2 800	0,08	0,15
8205	38205	25	20	47	15	28		1	31 000	6300	3 800	0,12	0,23
8206	38206	30	25	52	16	29	7	1	35 000	5000	4 400	0,15	0,28
8207	38207	35	30	62	18	34	8	1,5	48 000	5000	6 400	0,22	0,42
8208	38208	40	30	68	19	36	9	1,5	57 000	5000	7 500	0,27	0,54
8209	38209	45	35	73	20	37	9	1,5	60 000	4000	8 500	0,32	0,62
8210	38210	50	40	78	22	39	9	1,5	70 000	4000	9 900	0,39	0,71
8211	38211	55	45	90	25	45	10	1,5	86 000	3200	12 000	0,61	1,12
8212	38212	60	50	95	26	46	10	1,5	100 000	3200	14 000	0,69	1,25
8213	38213	65	55	100	27	47	10	1,5	100 000	2500	14 000	0,77	1,36
8214	38214	70	55	105	27	47	10	1,5	100 000	2500	15 000	0,81	1,48
8215	38215	75	60	110	27	47	10	1,5	104 000	2500	15 500	0,86	1,57
8216	38216	80	65	115	28	48	10	1,5	116 000	2000	18 000	0,96	1,69
8217	38217	85	70	125	31	55	12	1,5	144 000	2000	22 500	1,3	2,3
8218	38218	90	75	135	35	62	14	2	170 000	1600	27 000	1,77	3,2
8220	38220	100	85	150	38	67	15	2	200 000	1600	32 500	2,4	4,3
Средняя серия													
8305	—	25	—	52	18	—	—	1,5	39 000	5000	4 700	0,18	—
8306	—	30	—	60	21	—	—	1,5	50 000	4000	6 400	0,27	—
8307	—	35	—	68	24	—	—	1,5	62 000	3200	8 000	0,39	—
8308	—	40	—	78	26	—	—	1,5	78 000	3200	10 000	0.55	—
8309	—	45	—	85	28	—	—	1,5	90 000	3200	12 500	0,69	—
8310	—	50	—	95	31	—	—	2	108 000	2500	15 500	1	—
8311	—	55	—	105	35	—	—	2	140 000	2500	20 000	1,34	—
8312	—	60	—	110	35	—	—	2	140 000	2000	20 000	1,43	—
8313	—	65	—	115	36	—	—	2	158 000	2000	24 000	1,57	—
8314	—	70	—	125	40	—	—	2	182 000	2000	28 500	2,1	—
8315	—	75	—	135	44	—	—	2,5	210 000	1600	32 500	2,7	—
8316	—	80	—	140	44	—	—	2,5	210 000	1600	32 500	2,8	—
8317	—	85	—	150	49	—	—	2,5	250 000	1300	39 500	3,7	—
8318	—	90	—	155	50	—	—	2,5	260 000	1300	42 500	3,9	—
8320	—	100	—	170	55	—	—	2,5	280 000	1000	45 500	5,1	—

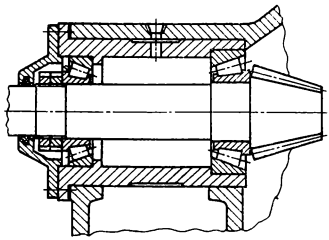
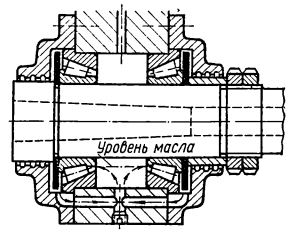
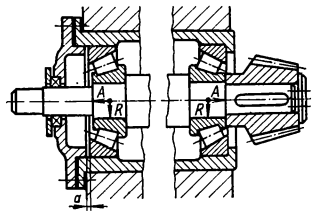
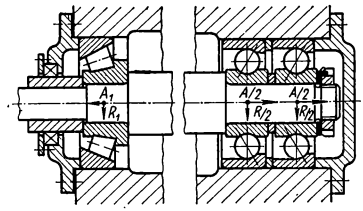
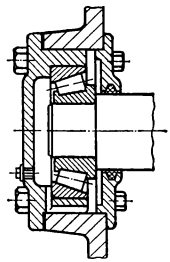
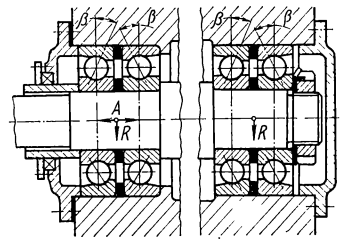
Примеры конструкций подшипниковых узлов

Конструкция и характеристика	Конструкция и характеристика
 Радиальные шарикоподшипники в общей сквозной расточке корпусов. Зазор $a \approx 12 \times 10^{-6}\, tl + 0{,}15$ *мм*, где t — максимальный возможный перепад температуры вала в °С	 Радиальные подшипники с распорными втулками равной длины ($l_1 = l_2$)
 Радиальные шарикоподшипники в сквозных расточках корпусов (в редукторах с цилиндрическими прямозубыми колесами, а также с косозубыми колесами при угле наклона зубьев β до 10°)	 Сферические шарикоподшипники, допускающие несоосность посадочных мест и прогиб вала, в отдельных корпусах
 Радиальные шарикоподшипники с фланцевым стаканом в сквозных расточках корпусов	 Сферические шарикоподшипники в отдельных корпусах на длинных и гладких валах, устанавливаемые закрепительными втулками. Допустимы значительные прогибы вала от радиальных нагрузок, а также несоосность посадочных мест подшипников

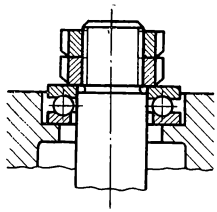
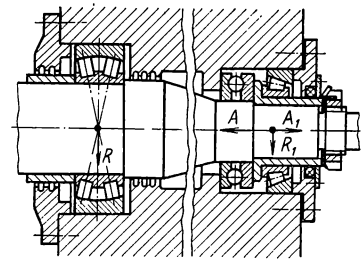
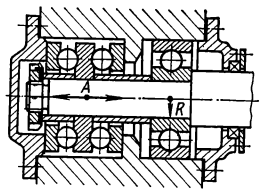
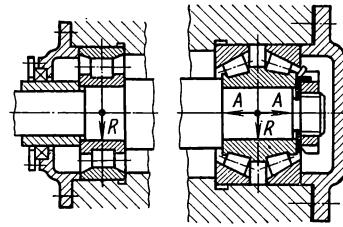
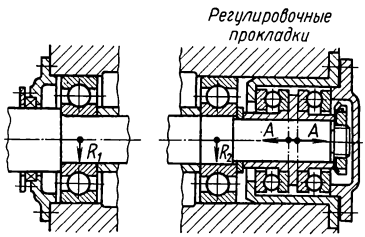
Продолжение

Конструкция и характеристика	Конструкция и характеристика
 Радиальные роликоподшипники в общей сквозной расточке корпусов	 Радиально-упорные шарикоподшипники узкими торцами наружных колец внутрь в сквозной расточке корпусов, регулируемые набором прокладок между крышками и торцами корпуса
 Радиальные роликоподшипники в комбинации с радиальным шарикоподшипником, разгруженным от внешних радиальных усилий и несущим только осевую нагрузку переменного направления, в общем стакане	 Радиально-упорные подшипники широкими торцами наружных колец внутрь: *а* — вариант с шариковыми подшипниками, *б* — вариант с коническими роликоподшипниками
 Игольчатые подшипники в комбинации с радиальным шарикоподшипником, разгруженным от внешних радиальных усилий и несущим только осевую нагрузку переменного направления	 Конические роликоподшипники в сквозной расточке корпусов. Осевая регулировка осуществляется набором прокладок между торцами крышки и корпуса

Продолжение

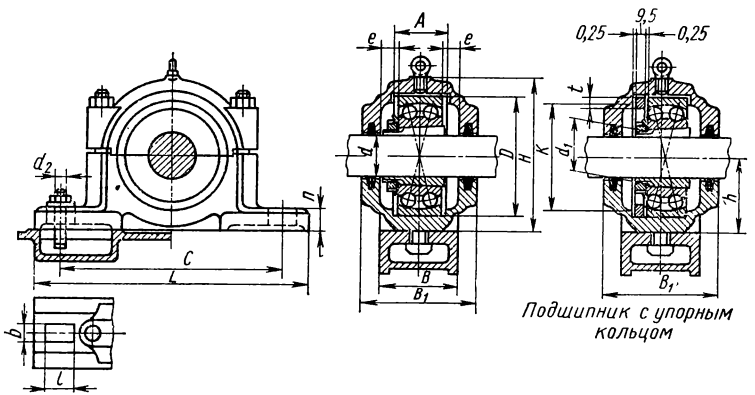
Конструкция и характеристика	Конструкция и характеристика
 Конические роликоподшипники с регулировкой по внутренним кольцам	 Роликоподшипники конические с упорным бортом установлены на горизонтальном валу. Масло циркулирует по трем-четырем каналам, расположенным ниже его уровня
 Конические роликоподшипники в сквозной расточке корпуса с применением общего фланцевого стакана, допускающего регулировку вала в осевом направлении. Зазор $a \approx 12 \cdot 10^{-6}\, tl + 0.15$ *мм*, где t — максимально возможный перепад температуры вала в °С; l — расстояние между подшипниками	 Параллельно сдвоенные радиально-упорные шарикоподшипники в комбинации с коническим роликоподшипником, что допускает большие осевые нагрузки, направленные в одну сторону
 Конический роликоподшипник в глухой крышке, имеющей удлиненную центрирующую часть	 Сдвоенные радиально-упорные шарикоподшипники с установкой между ними комплектовочных колец (или набора прокладок) разной толщины, с помощью которых осуществляется предварительный натяг в парном комплекте подшипников, что, в свою очередь, приводит к равномерному распределению внешних нагрузок между подшипниками комплекта. По мере износа рабочих поверхностей деталей подшипников осевые и радиальные зазоры могут быть устранены посредством утоньшения внутреннего или утолщения наружного комплектовочного кольца (либо изменением толщин прокладок)

Продолжение

Конструкция и характеристика	Конструкция и характеристика
 Упорный одинарный шарикоподшипник воспринимает осевую нагрузку одного направления	 Комбинация конического роликоподшипника с упорным шарикоподшипником, воспринимающим значительные осевые нагрузки одностороннего направления при небольших числах оборотов. Конический роликоподшипник может воспринимать, кроме значительных радиальных, небольшие осевые нагрузки противоположного направления. Зазоры в обоих подшипниках выбираются при помощи торцовой крышки и набора регулировочных прокладок между крышкой и корпусом
 Комбинация двойного упорного и радиального шарикоподшипников. Упорный подшипник воспринимает только осевые нагрузки переменного направления, а радиальный — только радиальные. Осевые зазоры в упорном подшипнике регулируют набором прокладок между крышкой и корпусом	 Парный комплект конических роликоподшипников в комбинации с радиальным роликоподшипником. Парный комплект конических подшипников допускает регулирование осевых перемещений вала при помощи крышки и набора прокладок между фланцем крышки и корпусом. Исключается возможность заклинивания подшипников при температурных изменениях длины вала вследствие обеспечения свободного осевого перемещения внутреннего кольца левого подшипника вместе с роликами относительно наружного (плавающая опора)
 Комбинация сдвоенного упорного и радиального шарикоподшипников в общей сквозной расточке корпуса. Упорные подшипники воспринимают только осевую нагрузку переменного направления, а радиальный — только радиальную	

Корпусы подшипников качения

48. Разъемные корпусы для радиальных подшипников качения (по ОСТу 26003)



Стоячие разъемные корпусы применяются для сферических шарико- и роликоподшипников на закрепительных втулках

Корпусы для подшипников легкой и легкой широкой серий

Обозначение корпуса подшипника серии		Размеры в *мм*																*A* для корпуса	
легкой	легкой широкой	*d*	d_1	*h*	$C \pm 10$	*L*	*B*	B_1	*n*	*H*	d_2	*l*	*b*	*K*	e min	*D*	*t*	КЛ	КЛШ
КЛ-25	КЛШ-25	25	30	50	150	190	52	77 (82)	22	95	12	28	14	56	15	62	3	26	30
КЛ-30	КЛШ-30	30	35					82 (82)		100				65	17	72	4	27	33
КЛ-35	КЛШ-35	35	40	60	170	210	60	85 (90)	25	115				73		80		28	
КЛ-40	КЛШ-40	40	45					85 (90)		120				78		85		29	
КЛ-45	КЛШ-45	45	50					90 (95)		125				83	19	90		30	

Продолжение табл. 48

Обозначение корпуса подшипника серии		Размеры в *мм*																*A* для корпуса	
легкой	легкой широкой	*d*	d_1	*h*	*C*±10	*L*	*B*	B_1	*n*	*H*	d_2	*l*	*b*	*K*	e_{min}	*D*	*t*	КЛ	КЛШ
КЛ-50	КЛШ-50	50	55	70	210	270	70	95 (105)	28	140	16	32	18	91	19	100	4	31	35
КЛ-55	КЛШ-55	55	60					105 (115)	30	145				101	20	110		32	38
КЛ-60	КЛШ-60	60	65	80	230	290	80	110 (120)		160				111	21	120		33	41
КЛ-65	КЛШ-65	65	75					115 (125)		165				121	23	130		35	
КЛ-70	КЛШ-70	70	80	95	260	330	90	120 (130)	32	190	20	38	22	130	25	140	5	36	43
КЛ-75	КЛШ-75	75	85					125 (130)		195				140	27	150		38	46
КЛ-80	КЛШ-80	80	90	100	290	360	100	135 (140)	35	205				150	28	160		40	50
КЛ-85	КЛШ-85	85	95	112				140 (145)		222				158	29	170		42	53
КЛ-90	КЛШ-90	90	100		320	400	110	150 (155)	40	227	22			168	30	180		44	56
КЛ-100	КЛШ-100	100	110	125	350	420	120	160 (170)	45	250				188	32	200		48	63

Продолжение табл. 48

Корпусы для подшипников средней и средней широкой серии

Обозначение корпуса подшипника серий		Размеры в *мм*																*A* для корпуса	
средней	средней широкой	*d*	d_1	*h*	$C \pm 10$	*L*	*B*	B_1	*n*	*H*	d_2	*l*	*b*	*K*	e_{min}	*D*	*t*	КС	КСШ
КС-25	КСШ-25	25	30	50	150	190	52	82	22	100	12	28	14	65	15	72	4	29	37
КС-30	КСШ-30	30	35	60	170	210	60	90	25	115				71	17	80		31	41
КС-35	КСШ-35	35	40					95		125				81		90		33	43
КС-40	КСШ-40	40	45	70	210	270	70	105	28	140	16	32	18	91		100		35	46
КС-45	КСШ-45	45	50					115	30	145				100	19	110		37	50
КС-50	КСШ-50	50	55	80	230	290	80	120		160				110		120		39	53
КС-55	КСШ-55	55	60					125		165				118	20	130		41	56
КС-60	КСШ-60	60	65	95	260	330	90	130	32	190	20	38	22	128	21	140	5	43	58
КС-65	КСШ-65	65	75	100	290	360	100	140	35	205				148	23	160		47	65
КС-70	КСШ-70	70	80	112				145		222				158	25	170		49	68
КС-75	КСШ-75	75	85		320	400	110	155	40	227	22	44	24	166	27	180		51	70
КС-80	КСШ-80	80	90					160		232				176	28	190		53	74
КС-85	КСШ-85	85	95	125	350	420	120	170	45	250				186	29	200		55	77
КС-90	КСШ-90	90	100	140				175		280				201	30	215		57	83
КС-100	КСШ-100	100	110	150	390	460	130	190	50	300	27	51	29	226	32	240		60	90

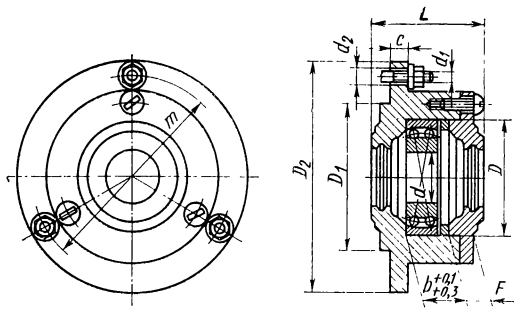
1. Размеры B_1 в скобках и соответствующие размеры B_1 корпусов для подшипников средней серии могут быть допущены и в корпусах для подшипников легкой серии с целью уменьшения количества моделей.
2. Корпусы, отмеченные звездочками, могут быть использованы соответственно и для подшипников на валы диаметром 120 и 130 *мм* с расточкой отверстия в боковых стенках корпуса. В этих случаях в обозначении корпуса вместо 115 проставляется 120 и вместо 135 проставляется 130.
3. Ширина упорного кольца для всего ряда корпусов 9,5 *мм*.
4. Корпусы КЛ предназначены для подшипников легкой серии 11200, корпусы КЛШ — для подшипников легких широких серий 11500 и 13500, корпусы КС — для подшипников средней серии 11300, корпусы КСШ — для подшипников средних широких серий 11600 и 13600.

Пример условного обозначения разъемного корпуса для подшипников легкой серии при диаметре вала 55 *мм*:

Корпус разъемный КЛ-55 ОСТ 26003

49. Корпусы фланцевые

Размеры в *мм*



Условное обозначение подшипника	d	D	b	F	D_1	L	D_2		m	d_1	d_2
Легкая серия											
1200	10	30	14	12	45	40	105	10	85	8	9
1201	20	32	15	12							
1202	15	35	16	14		50	115	10	95	8	9
1203	17	40	18	14							
1204	20	47	20	15	68	60	135	12	110	10	11
1205	25	52	23	15							
1206	30	62	24	17	90	70	160	12	135	10	11
1207	35	72	25	17							
1208	40	80	27	17	110	80	180	12	155	10	11
1209	45	85	28	19							
1210	50	90	29	19							
1211	55	100	30	20	130	90	220	15	185	12	13
1212	60	110	31	21							
1213	65	120	32	23	155	100	240	15	210	12	13
1214	70	125	33	25							
1215	75	130	34	27							
1216	80	140	35	28	180	110	280	18	240	16	17
1217	85	150	37	29							
1218	90	160	39	30	210	120	310	20	270	16	17
Средняя серия											
1300	10	35	16	12	55	50	115	10	95	8	9
1301	10	37	17	12							
1302	15	42	19	14							
1303	17	47	20	14	68	60	135	12	110	10	11
1304	20	52	23	15							
1305	25	62	25	15	90	70	160	12	135	10	11
1306	30	72	27	17							

Продолжение табл. 49

Условное обозначение подшипника	d	D	b	F	D_1	L	D_2		m	d_1	d_2
1307 1308	35 40	80 90	30 32	17	110	80	180	12	155	10	11
1309 1310	45 50	100 110	34 36	19	130	90	220	15	185	12	13
1311 1312	55 60	120 130	38 40	20 21	155	100	240	15	210	12	13
1313 1314	65 70	140 150	42 44	23 24	180	110	280	18	240	16	17
1315 1316	75 80	160 170	46 48	27 28	210	120	310	20	270	16	17
1317 1318	85 90	180 190	50 52	29 30	230	130	340	22	290	18	20

Материал фланца чугун СЧ 15-32.
На каждом валу один подшипник должен быть упорным с установочным кольцом.

Дополнительные источники

Детали машин. Расчет и конструирование. Том I. Под ред. А. С. Ачеркана. М., «Машиностроение», 1968.

Смазка металлорежущих станков. Справочное пособие под ред. акад. В. И. Дикушина. М., Машгиз, 1956.

Бейзельман Р. Д. и др. Подшипники качения. Справочник. Изд. 5. М., «Машиностроение», 1967.

Подшипники скольжения. Корпусы разъемные с четырьмя крепежными отверстиями, ГОСТ 11608—65.

Подшипники скольжения. Корпусы разъемные наклонные с двумя крепежными отверстиями, ГОСТ 11609—65.

То же, с четырьмя крепежными отверстиями, ГОСТ 11610—65.

Подшипники скольжения. Корпусы фланцевые с двумя крепежными отверстиями, ГОСТ 11522—65.

То же, с тремя крепежными отверстиями, ГОСТ 11523—65.

То же, с четырьмя крепежными отверстиями, ГОСТ 11524—65.

Корпусы подшипников качения, ГОСТ 13218.1 — ГОСТ 13218.11—67.

Крышки торцовые корпусов подшипников качения, ГОСТ 13219. 1—67 — ГОСТ 13219.17—67.

Втулки стяжные подшипников качения, ГОСТ 13014—67.

Втулки закрепительные, гайки и шайбы стопорные подшипников качения, ГОСТ 8725—67.

Шарико- и роликоподшипники с закрепительными втулками, ГОСТ 8545—57.

Подшипники шарнирные, ГОСТ 3635—54.

Роликоподшипники двухрядные с короткими цилиндрическими роликами, ГОСТ 7634—56.

Роликоподшипники конические однорядные с углом конуса 25—30°, ГОСТ 7260—70.

Роликоподшипники конические четырехрядные, ГОСТ 8419—57.

Роликоподшипники радиальные с короткими цилиндрическими роликами без внутреннего или наружного кольца, ГОСТ 5377—60.

Роликоподшипники упорные с коническими роликами, ГОСТ 5380—50.

Шарикоподшипники радиально-упорные двухрядные, ГОСТ 4252—48.

Шарикоподшипники радиально-упорные однорядные с одним разъемным кольцом, ГОСТ 8995—59.

Шарикоподшипники радиальные однорядные с уплотнениями, ГОСТ 8882—58.

Шарикоподшипники радиальные однорядные с двумя защитными шайбами и выступающим внутренним кольцом, ГОСТ 9592—61.

Подшипники шариковые и роликовые. Технические требования, ГОСТ 520—71.

ГЛАВА III

МУФТЫ

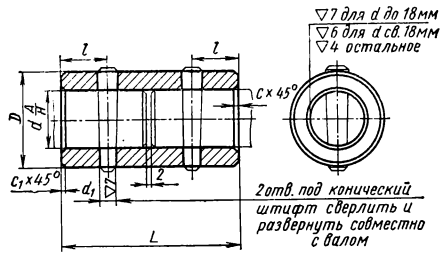
ПОСТОЯННЫЕ МУФТЫ

1. Втулочные муфты со штифтами

(по нормали машиностроения МН 1067—60)

Назначение: жесткое соединение соосных валов в приводах и передачах, в которых отсутствуют ударные нагрузки; число оборотов не ограничено.

Размеры в *мм*



Шифр изделия	d (отклонение по A) 1-й ряд	d (отклонение по A) 2-й ряд	D	L	d_1	l			Штифт конический по ГОСТу 3129—70	Допускаемый $M_к$ в кГ·м	Масса в кг
4	4	—	8	15	1,0	3	0,3	0,3	1×8	0,03	0.004
5	5	—	10	20	1.5	5	0,3	0,3	1,5×10	0,08	0.01
6	6	—	12	25	1.5	6	0,3	0.3	1,5×12	0,10	0.02
8	8	—	15	30	2,0	6	0,3	0,3	2×16	0.22	0.03
10	10	—	18	35	2,5	8	0.5	0.5	2,5×18	0.45	0.06
12	12	—	22	40	3,0	8	0.5	0.5	3×25	0,75	0,09
14	—	14	25	45	4,0	10	0.5	0,5	4×25	1,60	0.13
16	16	—	28	45	5,0	10	0.5	0.5	5×30	2,80	0,16
18	—	18	32	55	5,0	12	0.5	0.5	5×36	3,20	0,25
20	20	—	35	60	6,0	15	1,0	1,0	6×36	5.00	0.31
22	—	22	35	65	6,0	15	1.0	1.0	6×36	5.60	0.35
25	25	—	40	75	8.0	20	1,0	1.0	8×40	11,20	0.47
28	—	28	45	80	8,0	20	1,0	1,0	8×45	12,70	0.63
30	30	—	45	90	8.0	20	1.0	1.0	8×45	13,20	0.65
35	—	35	50	105	10.0	25	1,2	1,0	10×50	25.00	0,84
40	40	—	60	120	10.0	25	1.2	1.0	10×60	28.00	1,52
45	—	45	70	140	12.0	35	1,2	1.0	12×70	53,00	2.58
50	50	—	80	150	12.0	35	1.2	1.0	12×80	60.00	3,71
55	—	55	90	160	12.0	35	1.8	1.0	12×90	63.00	5.15
60	60	—	100	180	16.0	45	1,8	2,0	16×100	106,00	7.50

Продолжение табл. 1

Шифр изделия	d (отклонение по A)		D	L	d_1	l			Штифт конический по ГОСТу 3129—70	Допускаемый $M_к$ в $кГ \cdot м$	Масса в $кг$
	1-й ряд	2-й ряд									
70	—	70	110	200	16,0	45	1,8	2,0	16×110	125,00	9,15
80	80	—	120	220	20,0	50	1,8	2,0	20×120	224,00	11,3
90	—	90	130	240	20,0	50	1,8	2,0	20×140	250,00	13,6
100	100	—	140	280	25,0	60	1,8	2,0	25×140	400,00	17,6

Материал втулок и штифтов: сталь 45.

Наружные поверхности втулок в зависимости от условий работы оксидировать или покрыть антикоррозионным составом.

Отклонения свободных размеров — по 7-му классу точности.

Допускается изготовление муфт с отклонением внутренних диаметров втулок по 3-му классу точности.

При выборе муфт предпочтение отдавать размерам 1-го ряда.

Пример обозначения муфт с $d = 25$ *мм*:

Муфта 25 МН 1067—60

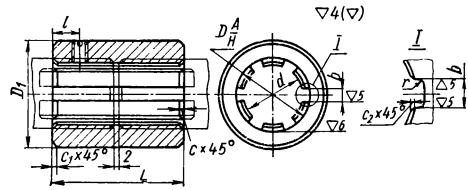
Пример обозначения втулки с $d = 25$ *мм*;

Втулка 25/1 МН 1067—60

2. Втулочные муфты со шлицами
(по нормали машиностроения МН 1069—60)

Назначение: жесткое соединение соосных валов для передачи больших крутящих моментов в приводах и передачах без ударных нагрузок; число оборотов не ограничено.

Размеры в *мм*



Шифр изделия	$z \times d \times D$	b	D_1	L	l		c		c_2	Допускаемый $M_к$ в $кГ \cdot м$	Масса в $кг$
25	6×21×25	$5^{+0,040}_{+0,017}$	35	45	10	0.2	1,0	1	0,3	15	0,19
28	6×23×28	$6^{+0,040}_{+0,017}$	40	50	12	0,2	1,0	1	0.3	25	0.29
	6×26×32	$6^{+0,040}_{+0,017}$	45	55	12	0.3	1,2	1	0,4	36	0.41
	6×28×34	$7^{+0,040}_{+0,017}$	45	60	12	0,3	1,2	1	0,4	42	0.45
38	8×32×38	$6^{+0,050}_{+0,032}$	50	70	15	0,3	1,2	1	0,4	65	0,56
42	8×36×42	$7^{+0,050}_{+0,032}$	55	80	15	0,3	1,2	1	0,4	90	0.74
48	8×42×48	$8^{+0,050}_{+0,032}$	60	90	20	0,3	1,2	1	0,4	125	0,88
54	8×46×54	$9^{+0,050}_{+0,032}$	70	100	20	0,5	1,8	1	0,5	200	1,48
60	8×52×60	$10^{+0,060}_{+0,030}$	80	110	25	0,5	1,8	2	0.5	250	2,22
65	8×56×65	$10^{+0,060}_{+0,030}$	90	120	30	0,5	1,8	2	0.5	325	3,33

Продолжение табл. 2

Шифр изделия	$z \times d \times D$	b	D_1	L	l		c		c_2	Допускаемый $M_к$ в $кГ \cdot м$	Масса в $кг$
72	8×62×72	$12^{+0,080}_{+0,030}$	100	130	30	0,5	1,8	2	0,5	475	4,44
82	10×72×82	$12^{+0,080}_{+0,030}$	110	150	35	0,5	1,8	2	0,5	750	5,68
92	10×82×92	$14^{+0,075}_{+0,040}$	120	170	40	0,5	1,8	2	0,5	1000	7,24
102	10×92×102	$14^{+0,075}_{+0,040}$	130	190	45	0,5	1,8	2	0,5	1250	8,83

В таблице обозначено: z — число зубьев; d — внутренний диаметр шлицев с отклонением по A_5; D — наружный диаметр шлицев с отклонением по A.

Центрирование втулки относительно вала по наружному диаметру шлицев.

Материал: втулок — сталь 45; твердость HRC 24—30; винтов — сталь 45.

Отклонение свободных размеров — по 7-му классу точности.

Резьба — по ГОСТу 9150—59, допуски на резьбу — по 3-му классу точности ГОСТа 9253—59. Заусенцы от резьбы в отверстии под вал не допускаются.

Можно для диаметра центрирования вала D и толщины зубьев вала b применять другие сочетания полей допусков по ГОСТу 1139—58.

Пример обозначения муфты со шлицами 6×26×32:

Муфта 32 МН 1069—60

Пример обозначения втулки для муфты со шлицами 6×26×32:

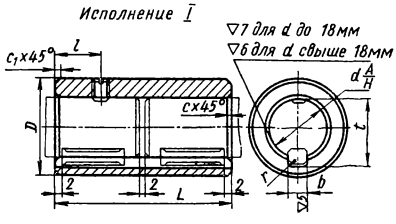
Втулка 32/1 МН 1069—60

3. Втулочные муфты со шпонками
(по нормали машиностроения МН 1068—60)

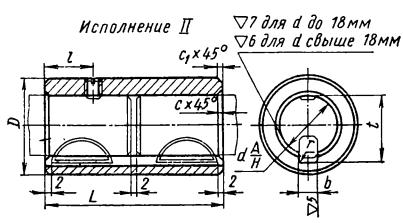
Назначение: жесткое соединение соосных валов в приводах и передачах без ударных нагрузок; число оборотов не ограничено.

Размеры в *мм*

С призматическими шпонками



С сегментными шпонками



Шифр изделия	d (отклонение по A) 1-й ряд	d (отклонение по A) 2-й ряд	D	L	l	b (отклонение по $ПШ_1$)	t	r	c	c_1	Допускаемый $M_к$ в $кГ \cdot м$	Масса в $кг$
Исполнение I												
I-20	20	—	35	60	15	6	$22,6^{+0,12}$	0,3	1,0	1,0	7,1	0,3
I-22	—	22	35	65	15	6	$24,6^{+0,12}$	0,3	1,0	1,0	9,0	0,3
I-25	25	—	40	75	20	8	$28,1^{+0,16}$	0,3	1,0	1,0	12,5	0,46
I-28	—	28	45	80	20	8	$31,1^{+0,16}$	0,3	1,0	1,0	17,0	0,62

Продолжение табл. 3

Шифр изделия	d (отклонение по A)		D	L	l	b (отклонение по $ПШ_1$)	t			c_1	Допускаемый $M_к$ в $кГ \cdot м$	Масса в $кг$
	1-й ряд	2-й ряд										
I-30	30	—	45	90	20	8	$33{,}1^{+0{,}16}$	0,3	1,0	1,0	21,2	0,73
I-35	—	35	50	105	25	10	$38{,}6^{+0{,}16}$	0,3	1,2	1,0	35,5	0,84
I-40	40	—	60	120	25	12	$43{,}6^{+0{,}16}$	0,3	1,2	1,0	45,0	1,5
I-45	—	45	70	140	35	14	$49{,}1^{+0{,}16}$	0,3	1,2	1,0	71,0	2,52
I-50	50	—	80	150	35	16	$55{,}1^{+0{,}16}$	0,5	1,2	1,0	85,0	3,64
I-55	—	55	90	160	35	16	$60{,}1^{+0{,}16}$	0,5	1,8	1,0	106,0	5,07
I-60	60	—	100	180	45	18	$65{,}6^{+0{,}16}$	0,5	1,8	2,0	150,0	7,21
I-70	—	70	110	200	45	20	$76{,}1^{+0{,}20}$	0,5	1,8	2,0	224,0	9,0
I-80	80	—	120	220	50	24	$87{,}2^{+0{,}20}$	0,5	1,8	2,0	315,0	11,1
I-90	—	90	130	240	50	24	$97{,}2^{+0{,}20}$	0,5	1,8	2,0	400,0	13,3
I-100	100	—	140	280	60	28	$108{,}2^{+0{,}20}$	0,8	1,8	2,0	560,0	16,7
Исполнение II												
II-10	10	—	18	35	8	3	$11{,}1^{+0{,}12}$	0.2	0,5	0,5	0,8	0,05
II-12	12	—	22	40	8	4	$13{,}6^{+0{,}12}$	0,2	0,5	0,5	2,0	0,09
II-14	—	14	25	45	10	4	$15{,}6^{+0{,}12}$	0.2	0,5	0,5	2,8	0,13
II-16	16	—	28	45	10	5	$18{,}1^{+0{,}12}$	0,2	0,5	0,5	4,0	0,16
II-18	—	18	32	55	12	5	$20{,}1^{+0{,}12}$	0,2	0.5	0,5	5,6	0.25
II-20	20	—	35	60	15	6	$22{,}6^{+0{,}12}$	0,3	1,0	1,0	9,0	0,3
II-22	—	22	35	65	15	6	$24{,}6^{+0{,}12}$	0,3	1,0	1,0	11,0	0,3
II-25	25	—	40	75	20	8	$28{,}1^{+0{,}16}$	0,3	1,0	1,0	16,0	0,47
II-28	—	28	45	80	20	8	$31{,}1^{+0{,}16}$	0,3	1,0	1,0	22,0	0,63
II-30	30	—	45	90	20	8	$33{,}1^{+0{,}16}$	0,3	1,0	1,0	23,0	0,65
II-35	—	35	50	105	25	10	$38{,}6^{+0{,}16}$	0,3	1,2	1,0	45,0	0,86

Материал втулок и винтов: сталь 45.

Материал шпонок: призматических — сталь шпоночная по ГОСТу 8787—68, сегментных — сталь шпоночная сегментная по ГОСТу 8786—68.

Наружные поверхности втулок в зависимости от условий работы оксидировать или покрыть антикоррозионным составом.

Отклонения свободных размеров — по 7-му классу точности. Допускается изготовление муфт с внутренним диаметром втулок по 3-му классу точности.

Резьба — по ГОСТу 9150—59, допуски на резьбу — по 3-му классу точности ГОСТа 9253—59. Заусенцы от резьбы в отверстии под вал не допускаются.

При выборе муфт предпочтение отдавать размерам 1-го ряда.

Пример обозначения муфты исполнения I с $d = 25$ *мм*:

Муфта I-25 МН 1068-60

Пример обозначения втулки с $d = 25$ *мм*:

Втулка 25/1 МН 1068—60

Пример обозначения муфты исполнения II с $d = 25$ *мм*:

Муфта II-25 МН 1068—60

Пример обозначения втулки с $d = 25$ *мм*:

Втулка 25/1 МН 1068—60

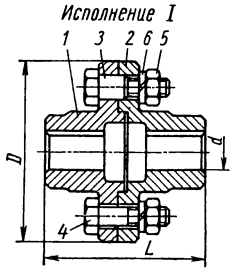
4. Фланцевые открытые муфты

(по нормали машиностроения МН 2726—61)

Назначение: соединение соосных валов при передаче вращательного движения без смягчения динамических сил, возникающих от неравномерного хода и ударов.

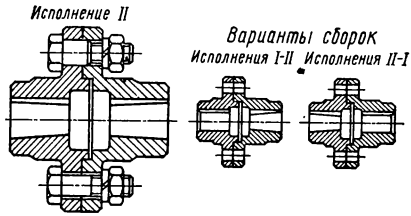
Размеры в *мм*

Муфта в сборе



Исполнение I — с расточкой под цилиндрический конец вала с торцовым креплением

Исполнение II — с расточкой под конический конец вала с торцовым креплением



d (отклонение по *A*)		*D*	*L*	Крутящий момент в *кГ·м*		Маховой момент в *кГ·м²*	Масса для стали в *кг*	Болт *3*, ГОСТ 7817—62; болт *4* ГОСТ 7808—70	Шайба *6*, пружинная ГОСТ 6402—70
1-й ряд	2-й ряд			Сталь	Чугун				
	12	80	60	1,5	0,9	0,0027	0,748	М8×28	8Н65Г
	14			2,1	1,3		0,724		
16		90	80	3	1,8	0,0029	1,03	М8×35	
18				4	2,4		1,01		
20		100	100	6	3,6	0,008	1,38	М8×40	
22				8	4,8		1,36		

Продолжение табл. 4

d (отклонение по A)		D	L	Крутящий момент в $кГ \cdot м$		Маховой момент в $кГ \cdot м^2$	Масса для стали в $кг$	Болт *3*, ГОСТ 7817—62; болт *4* ГОСТ 7808—70	Шайба *6*, пружинная ГОСТ 6402—70
1-й ряд	2-й ряд			Сталь	Чугун				
25 28		120	120	10 16	6,0 9,5	0,018	3,39 3,30	М10×45	10Н65Г
32 36	30 38	140	160	20 25 32 40	12 15 19 24	0,039	6,26 6,16 5,91 5,76	М10×50	
40 45	42	160	220	50 55 60	30 32 36	0,106	10,1 9,68 9,30	М12×60	12Н65Г
50 55	48	190		80 100 120	48 60 70	0,207	17,8 17,6 16,8	М12×65	
60 70	65 75	220	280	160 220 250 280	100 130 150 170	0,473	27,1 25,9 25,1 24,1	М16×75	16Н65Г
80 90	85 95	260	340	360 420 480 500	210 250 280 300	1,23	53,6 52,4 51,1 49,8	М16×80	
100		340	420	630	380	2,98	98,1	М20×95	20Н65Г

МН 2726—61 предусматривает d до 220 *мм*. Гайка, деталь *5* — по ГОСТу 2524—70. При выборе муфт предпочтение должно отдаваться размерам 1-го ряда. Пример обозначения муфты для вала $d = 16$ *мм* исполнения I:

Муфты МФО I-16 МН 2726—61

то же, исполнения II:

Муфта МФО II-16 МН 2726—61

В случае сборки исполнений I—II и II—I для валэ одного диаметра вводятся следующие обозначения:

Муфта МФО I—II-16 МН 2726—61; Муфта МФО II—I-16 МН 2726—61

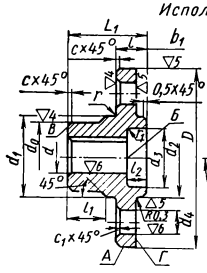
Допускается соединение полумуфт с различными расточками под вал в пределах, допускаемых диаметром ступицы полумуфты. Примеры обозначений муфты с различными расточками под вал:

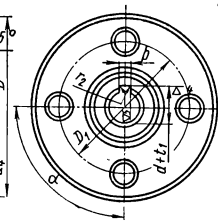
Муфта МФО I-16—II-18 МН 2726—61; Муфта МФО II-16—I-18 МН 2726—61

Полумуфты
Размеры

Полумуфта 1

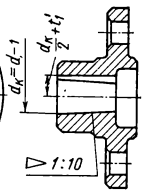
Исполнение I





$\nabla 3(\nabla)$

Исполнение II



d (отклонение по A)		D (отклонение по C_3)	D_1	d_0	d_1	d_2*	d_3	d_4 (отклонение по A)		L_1	L_2	l	l_1	l_2
1-й ряд	2-й ряд							Номин.	Количество отверстий					
	12 14	80	60	25	35	30	25	9	4	30	33	8	15	10
16 18		90	65	30	40	35	30			40	43	10	20	
20 22		100	75	38	50	45	35			50	53	12	25	12
25 28		120	90	50	60	50	40	11		60	65	15	30	16
32 36	30 38	140	110	65	75	60	52			80	85	17	40	20
40 45	42	160	125	80	90	75	65	13		110	115	20	55	26
50 55	48	190	150	90	110	90	80		6	110	115	22		
60 70	65 75	220	180	120	140	120	105	17		140	145	25	70	32
80 90 95	85	260	220	160	180	150	135			170	175	28	85	38
100		340	280	190	220	180	165	21		210	220	32	105	42

* Для полумуфты *1* отклонение по C_3, для полумуфты *2* — по A_3.

Пример обозначения полумуфты для вала $d = 16$ мм исполнения I:

Полумуфта МФО I-16/1 МН 2726—61

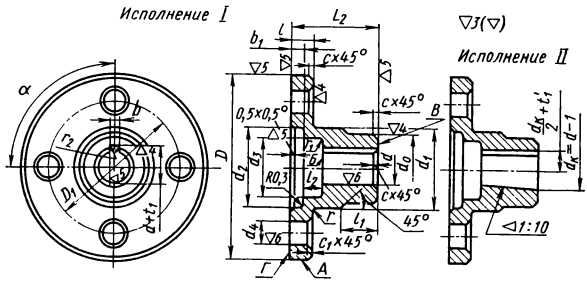
То же, исполнения II:

Полумуфта МФО II-16/1 МН 2726—61

1 и *2*
в *мм*

Продолжение табл. 4

Полумуфта 2



b (отклонение по A_3)	$d+t_1$ Исполнение I Номин.	$d+t_1$ Исполнение I Отклонение	$d+t_1$ Исполнение II Номин.	$d+t_1$ Исполнение II Отклонение	b_1 для детали 1	b_1 для детали 2		r_1	r_2 не более	c	c_1	α	Масса для стали в *кг* детали 1	Масса для стали в *кг* детали 2
4	13,6	+0,12	7,6	+0,12	3	4	3	2	0,2	1,5	1	90°	0,31	0,36
	15,6		8,1										0,30	0,35
5	18,1		9,6										0,44	0,50
	20,1		10,6										0,43	0,49
6	22,6		11,6						0,3				0,61	0,67
	24,6		12,6										0,60	0,66
8	28,1	+0,16	14,6	+0,12	5	6	5	3					1,62	1,60
	31,1		16,1										1,57	1,56
	33,1		16,6										3,01	3,07
10	35,6		18,6										2,96	3,02
	39,6		20,1										2,84	2,89
12	41,6		21,1										2,76	2,82
	43,6		21,6										4,88	4,90
	45,6		22,6										4,67	4,68
14	49,1		24,6										4,52	4,45
	52,1		26,1										8,52	8,68
16	55,1		28,1	+0,16									8,45	8,60
	60,1		30,6										8,10	8,23
18	65,6		32,6				8						13,0	13,1
	70,6		35,1										12,4	12,5
20	76,1	+0,20	38,1						0,5	2,5		60°	12,0	12,1
	81,1		41,1										11,5	11,6
24	87,2		44,2				10	5					25,9	26,6
	92,2		46,2										25,3	26,0
	97,2		49,2										24,6	25,4
28	103,2		52,2						0,8	4			24,0	24,7
	108,2		54,2		10	11							47,3	48,8

Технические требования на фланцевые муфты. Материал: полумуфт — сталь 40 или сталь повышенного качества марки 35Л; болтов и гаек — сталь марки 35.

Допускается изготовление полумуфт и полуколец из чугуна СЧ 21-40.

Отклонения на размеры отливок — по II классу точности (ГОСТ 1855—55).

Технические требования на отливки из конструкционной углеродистой стали — по ГОСТу 977—65.

Неуказанные литейные радиусы 3—5 *мм*.

Допускаемые отклонения на остальные размеры — по 7-му классу точности.

Радиальное биение и конусность поверхности *А* полумуфт относительно оси не более 0,5 допуска.

Неперпендикулярность поверхности *Г* к оси не более 0,025 100.

Биение и конусность d_2 не более 0,5 допуска.

Неперпендикулярность поверхностей *В* и *Б* к оси не более 0,05 100.

Допускаемый перекос шпоночного паза — в пределах допуска на ширину шпоночного паза.

Дать общую риску (метку) на поверхность *А* полумуфт для фиксации относительного их расположения. Половину количества отверстий (через одно) d_4 — для призонных болтов — развернуть до ∇ 6 в сборе полумуфт (дет. *1* и *2*), а вторую половину количества — для болтов с зазором — до ∇ 3.

Допуски на резьбу — по 3-му классу точности ГОСТа 9253—59.

Острые кромки притупить.

Допускается крепление полумуфт с $d = 16 \div 28$ *мм* стопорными винтами через ступицу.

В нормали предусмотрена напряженная посадка для призонных болтов и соединения полумуфт с валом. Допускаются и другие неподвижные посадки.

Максимальные окружные скорости на наружном диаметре муфты: для чугунных — до 35 *м/сек*; для остальных — до 70 *м/сек*.

Муфты должны подвергаться статической балансировке. Остаточное смещение центра тяжести должно быть $p < 0{,}15$ *мм*.

Наружные нерабочие поверхности полумуфт должны быть окрашены в два слоя нитроэмалью серого цвета по ГОСТу 7462—55.

5. Упругие втулочно-пальцевые муфты
(по МН 2096—64)

Назначение: для соединения соосных валов и передачи крутящих моментов со смягчением ударов посредством упругих втулок, надеваемых на пальцы.

Муфты изготовляют четырех исполнений:

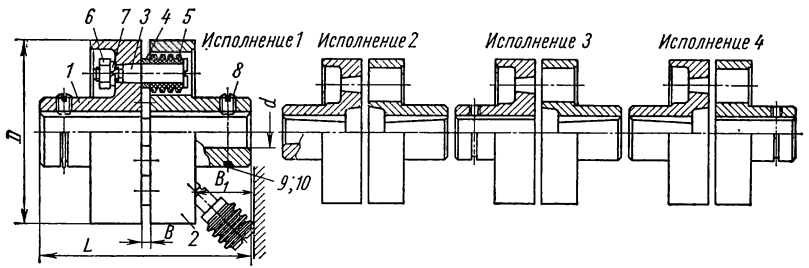
исполнение 1 — обе полумуфты с расточкой под цилиндрический конец вала;

исполнение 2 — обе полумуфты с расточкой под конический конец вала;

исполнение 3 — полумуфта *1* с расточкой под цилиндрический конец вала, полумуфта *2* — под конический;

исполнение 4 — полумуфта *1* с расточкой под конический конец вала, полумуфта *2* — под цилиндрический.

Размеры в *мм*



Обозначения муфт [1]	*d* справочный		*D* справочный	*L* наибольший	Монтажный зазор *B*	B_1 наим.	Крутящий момент в $кГ \cdot м$	Число оборотов в минуту	Маховой момент в $кГ \cdot м^2$	Гайка *6*		Шайба *7* пружинная по ГОСТу 6402—70	Винт *8* по ГОСТу 1479—64	Кольцо *9* по ГОСТу 2833—65
	1-й ряд	2-й ряд					не более			по ГОСТу 2524—70	по ГОСТу 5927—70			
МУВП 1-16	16	—	90	84	1—4	28	3,2	6300	0,005	М8-050	—	8Н65Г	М6×8-050	24
МУВП 1-18	18	—												
МУВП 1-20	20	—	100	104			5,5	5600	0,008				М6×10-050	32
МУВП 1-22	22	—												
МУВП 1-25	25	—	120	125	1—5	42	13	4750	0,025	М10-050	—	10Н65Г	М8×15-050	42
МУВП 1-28	28	—												

Продолжение табл.

Обозначение муфт	d справочный		D справочный	L наибольший	Монтажный зазор B	B_1 наим.	Крутящий момент в $кГ \cdot м$	Число оборотов в минуту	Маховой момент в $кГ \cdot м^2$	Гайка 6		Шайба 7 пружинная по ГОСТу 6402—70	Винт 8 по ГОСТу 1479—64	Кольцо 9 по ГОСТу 2833—65
	1-й ряд	2-й ряд					не более			по ГОСТу 2524—70	по ГОСТу 5927—70			
МУВП 1-30	—	30	140	165	1—5	42	24	4000	0,054	М10-050	—	10Н65Г	М10×18-050	60
МУВП 1-32	32	—												
МУВП 1-35	—	35	140	165	1—5	42	24	4000	0,054	М10-050	—	10Н65Г	М10×15-050	60
МУВП 1-36	36	—												
МУВП 1-38	—	38												
МУВП 1-40	40	—	170	226	2—6	55	45	3350	0,155	—	М12-050	12Н65Г	М10×18-050	70
МУВП 1-42	—	42												
МУВП 1-45	45	—											М10×15-050	
МУВП 1-48	—	48	190	226	2—6	55	70	3000	0,254	—	М12-050	12Н65Г	М12×22-050	80
МУВП 1-50	50	—												
МУВП 1-55	55	—												
МУВП 1-60	60	—	220	286			110	2650	0,520				М12×25-050	110
МУВП 1-65	—	65												
МУВП 1-70	70	—	250	288	2—8	70	200	2240	0,960		М16-050	16Н65Г	М16×28-050	120

Обозначения муфт	d справочный		D справочный	L наибольший	Монтажный зазор B	B_1 наим.	Крутящий момент в $кГ \cdot м$	Число оборотов в минуту	Маховой момент в $кГ \cdot м^2$	Гайка 6		Шайба 7 пружинная по ГОСТу 6402—70	Винт 8 по ГОСТу 1479—64	Кольцо 9 по ГОСТу 2833—65
	1-й ряд	2-й ряд					не более			по ГОСТу 2524—70	по ГОСТу 5927—70			
МУВП 1-75	—	75	250	288	2—8	70	200	2240	0,960	—	М16-050	16Н65Г	М16×28-050	120
МУВП 1-80	80	—	320	350	2—10	85	400	1700	3,25		М24-050	24Н65Г	М16×40-050	150
МУВП 1-85	—	85											М16×35-050	
МУВП 1-90	90	—												
МУВП 1-95	—	95	320	350	2—10	85	400	1700	3,25					
МУВП 1-100	100	—	400	432	2—12	110	800	1400	9,8		М30-050	30Н65Г	М20×45-050	Проволока * 10, 2,5×780

[1] Для исполнений 2, 3 и 4 размеры такие же, как и для исполнения 1.
* Проволоку закрутить не менее 3 раз и концы заправить в отверстие.

МН 2096—64 предусматривает d до 150 *мм*.
При выборе муфт предпочтение отдавать размерам 1-го ряда.
Пример обозначения муфты с диаметрами расточек полумуфт $d = 28$ *мм* исполнения 1:

Муфта МУВП 1-28 МН 2096—64

то же, исполнения 2:

Муфта МУВП 2-28 МН 2096—64

В технически обоснованных случаях допускается соединение валов разных диаметров. При этом типоразмер муфты выбирают в пределах одного наружного диаметра муфты.
Пример обозначения муфты исполнения 1 с диаметрами расточек полумуфт $d = 25$ и 28 *мм*:

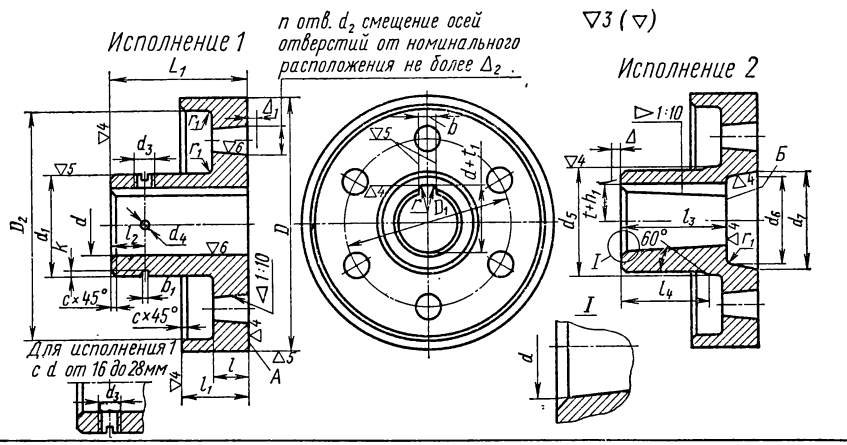
Муфта МУВП 1-25-28 МН 2096—64

В случае соединения валов разных диаметров, перепад которых выходит за пределы одного наружного диаметра муфты, типоразмер муфты выбирают по наибольшему диаметру вала. Полумуфта с меньшим диаметром расточки берется с укороченной длиной и уменьшенной обточкой ступицы по нормам от 1,6 до 1,8 диаметра расточки. Шпонка по втулке проверяется на смятие.
Пример обозначения муфты исполнения 1 с диаметрами расточек полумуфт $d = 45$ и 30 *мм*:

Муфта МУВП 1-45 (30)×170 МН 2096—64

Полумуф
Размеры

Полумуфта *1*



Общие

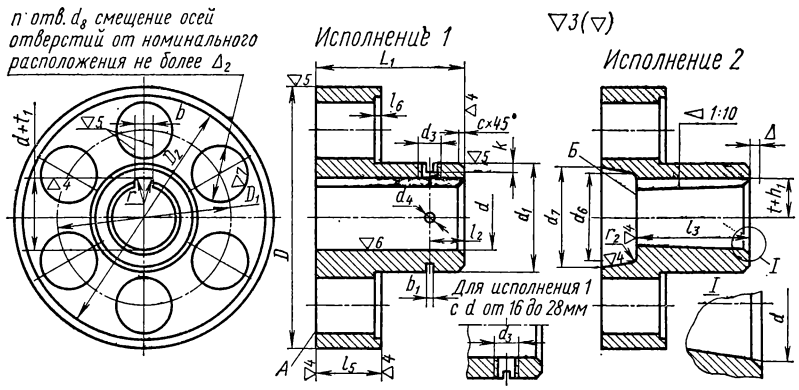
Обозначения полумуфт *1* *	d (отклонение для исполнения 1 по A) 1-й ряд	d (отклонение для исполнения 1 по A) 2-й ряд	Допускаемое осевое перемещение номинального диаметра конуса d_Δ	D (отклонение по C_3)	D_1	D_2	d_1	n	d_3 (отклонение по 3-му кл.)	d_4	d_6	d_7	L_1	l_2	l_3 (отклонение по B_3)	b (отклонение по *11Ш*$_1$ ГОСТа 7227—58)
МУВП 1-16/1	16	—	—	90	58	84	30	4	М6	—	—	—	40	10	—	6
МУВП 2-16/1			0,35						—		28	30		—	30	
МУВП 1-18/1	18	—	—						М6		—	—		10	—	
МУВП 2-18/1			0,35						—		28	30		—	30	
МУВП 1-20/1	20	—	—	100	68	94	40	6	М6	—	—	—	50	15	—	
МУВП 2-20/1			0,45						—		32	34		—	38	
МУВП 1-22/1	22	—	—						М6		—	—		15	—	
МУВП 2-22/1			0,45						—		32	34		—	38	
МУВП 1-25/1	25	—	—	120	84	112	52	4	М8	—	—	—	60	18	—	8
МУВП 2-25/1			0,45						—		40	42		—	44	
МУВП 1-28/1	28	—	—						М8		—	—		18	—	
МУВП 2-28/1			0,45						—		40	42		—	44	
МУВП 1-30/1	—	30	—	140	100	130	70	6	М10		—	—	80	20	—	10
МУВП 2-30/1			0,45						—		52	55		—	60	
МУВП 1-32/1	32	—	—						М10		—	—		20	—	
МУВП 2-32/1			0,50						—		52	55		—	60	
МУВП 1-35/1	—	35	—						М10		—	—		20	—	
МУВП 2-35/1			0,50						—		52	55		—	60	
МУВП 1-36/1	36	—	—						М10		—	—		20	—	
МУВП 2-36/1			0,50						—		52	55		—	60	

ты *1* и *2*

в мм

Продолжение табл. 5

Полумуфта *2*



размеры								Полумуфта *1*									Полумуфта *2*				
b_1	k	$d+t_1$ Номинал	$d+t_1$ Отклонение	$l+h_1$ (отклонение по A_5)	$r_{наиб}$	c	Δ_2	d_2	Допускаемое осевое перемещение номинального диаметра конуса d_2 Δ_1	d_5	l	l_1	l_4	r_1	Масса в кг	d_8 (отклонение по A_3)	l_5	l_6	r_2	Масса в кг
1,0	2,0	18,1	+0,019 +0,120	—	0.2	1,6	±0,10	10	0,30	—	13	25	—	1,0	0.70	20	22	1,5	—	0,79
—	—	—	—	9,6						32			18		0.68				1,0	0.76
1,0	2,0	20,1	+0.019 +0,120	—						—			—		0,69				—	0,77
—	—	—	—	10,6						32			18		0.67				1,0	0.75
1,0	2,0	22,6	+0.023 +0,120	—	0,3	2,0				—			—		0,97				—	1,03
—	—	—	—	11,6						42			25		0.95				1,0	1,00
1,0	2,0	24,6	+0.023 +0,120	—						—			—		0.94				—	
—	—	—	—	12,6						42			25		0,93				1,0	0.98
1,2	2,5	28,1	+0,023 +0,160	—				14	0,35	—	16	32	—		1,82	28	35	2,0	—	2,27
—	—	—	—	14,6						55			36		1,77				1,0	2,20
1,2	2,5	31,1	+0,023 +0,160	—						—			—						—	2,22
—	—	—	—	16,1						55			36		1,74				1,0	2,17
1,6	3,0	33,1	+0,023 +0,160	—						—			—		3,21				—	3,60
—	—	—	—	16,6						72			50		3,08				1,6	3,46
1,6	3,0	35,6	+0,027 +0,160	—		2,5	±0,12			—			—	1,6	3,15				—	3,56
—	—	—	—	18,1						72			50		3,03				1,6	3,42
1.6	3,0	38,0	+0.027 +0.160	—						—			—		3,06				—	3,47
—	—	—	—	19,6						72			50		2.98				1,6	3,36
1,6	3,0	39,6	+0,027 +0,160	—						—			—		3,03				—	3,44
—	—	—	—	20.6						72			50		2,95				1,6	3,34

Обозначения полумуфт 1 *	d (отклонение для исполнения 1 по A)		Допускаемое осевое перемещение номинального диаметра конуса d_Δ	D (отклонение по C_3)	D_1	D_2	d_1	n	d_3 (отклонение по 3-му кл.)	d_4	d_6	d_7	L_1	l_2	l_3 (отклонение по B_3)	b (отклонение по ПШ$_1$ ГОСТа 7227—58)
	1-й ряд	2-й ряд														Общие
МУВП 1-38/1	—	38	—	140	100	130	70	6	M10	—	—	—	80	20	—	12
МУВП 2-38/1			0.50						—		52	55		—	60	
МУВП 1-40/1	40	—	—	170	120	158	80		M10		—	—	110	30	—	
МУВП 2-40/1			0.50						—		62	68		—	85	
МУВП 1-42/1	—	42	—						M10		—	—		30	—	
МУВП 2-42/1			0.50						—		62	68		—	85	
МУВП 1-45/1	45	—	—						M10		—	—		30	—	14
МУВП 2-45/1			0.50						—		62	68		—	85	
МУВП 1-48/1	—	48	—	190	140	178	100	8	M12		—	—		30	—	
МУВП 2-48/1			0.50						—		75	80		—	85	
МУВП 1-50/1	50	—	—						M12		—	—		30	—	16
МУВП 2-50/1			0.50						—		75	80		—	85	
МУВП 1-55/1	55	—	—	190	140	178	100		M12		—	—		30	—	
МУВП 2-55/1			0.60						—		75	80		—	85	
МУВП 1-60/1	60	—	—	220	170	208	120		M12	—	—	—	140	40	—	
МУВП 2-60/1			0.60						—		95	105		—	108	18
МУВП 1-65/1	—	65	—						M12		—	—		40	—	
МУВП 2-65/1			0.60						—		95	105		—	108	
МУВП 1-70/1	70	—	—	250	190	238	135		M16		—	—		40	—	
МУВП 2-70/1			0.60						—		110	120		—	108	20
МУВП 1-75/1	—	75	—						M16		—	—		40	—	
МУВП 2-75/1			0,60						—		110	120		—	108	
МУВП 1-80/1	80	—	—	320	242	305	175	10	M16		—	—	170	50	—	
МУВП 2-80/1			0.60						—		130	145		—	135	
МУВП 1-85/1	—	85	—						M16		—	—		50	—	24
МУВП 2-85/1			0.70						—		130	145		—	135	
МУВП 1-90/1	90	—	—						M16		—	—		50	—	
МУВП 2-90/1			0.70						—		130	145		—	135	
МУВП 1-95/1	—	95	—						M16		—	—		50	—	
МУВП 2-95/1			0,70						—		130	145		—	135	28
МУВП 1-100/1	100	—	—	400	300	385	220		M20	7,5	—	—	210	60	—	
МУВП 2-100/1			0,70						—	—	165	180		—	170	

* В обозначении полумуфт *2* указывается цифра 2.

Продолжение табл 5.

размеры								Полумуфта 1									Полумуфта 2				
b_1	h	$d+t_1$ Номинал	$d+t_1$ Отклонение	$t+h_1$ (отклонение по A_5)	$r_{наиб}$	c	Δ_2	d_2	Допускаемое осевое перемещение номинального диаметра конуса d_2 Δ_1	d_5	l	l_1	l_4	r_1	Масса в кг	d_8 (отклонение по A_3)	l_5	l_6	r_2	Масса в кг
1,6	3,0	41,6	+0,027 +0,160	—	0,3	2,5	±0,12	14	0,35	—	16	32	—	1,6	2,97	28	35	2,0	—	3,37
—	—	—	—	21,1						72			50		2,91				1,6	3,30
1,6	3,0	43,6	+0,027 +0,160	—				18		—	22	42	—		5,85	36	45	3,0	—	6,39
—	—	—	—	21,6						84			70		5,70				1,6	6,18
1,6	3,0	45,6	+0,027 +0,160	—						—			—		5,75				—	6,29
—	—	—	—	22,6						84			70		5,63				1,6	6,11
1,6	3,0	49,1	+0,027 +0,160	—						—			—		5,58				—	6,12
—	—	—	—	24,6						84			70		5,51				1,6	5,99
2,0	3,0	52,1	+0,027 +0,160	—						—			—	2,0	8,01				—	8,39
—	—	—	—	26,1						104			70		7,77				2,0	8,07
2,0	3,0	55,1	+0,027 +0,160	—	0,5					—			—		7,87				—	8,25
—	—	—	—	28,1						104			70		7,67				2,0	7,97
2,0	3,0	60,1	+0,030 +0,160	—		3,0				—			—		7,55				—	7,93
—	—	—	—	30,6						104			70		7,43				2,0	7,73
2,5	3,5	65,6	+0,030 +0,160	—				18	0,35	—	22	42	—	2,0	12,62	36	45		—	13,28
—	—	—	—	32,6						130			90		12,25				2,0	12,53
2,0	3,5	70,6	+0,030 +0,160	—			±0,12			—			—		12,23			3,0	—	12,89
—	—	—	—	35,1						130			90		11,90				2,0	12,17
2,0	3,5	76,1	+0,030 +0,200	—				24		—	28	58	—	2,5	17,19	46	55		—	17,00
—	—	—	—	38,1	0,5					145			90		16,47				2,5	15,93
2,0	3,5	81,1	+0,030 +0,200	—						—			—		16,62				—	16,43
—	—	—	—	41,1						145			90		16,06				2,5	15,52
2,5	4,5	87,2	+0,030 +0,200	—				30	0,45	—	36	75	—	3,0	37,10	58	70	4	—	35,70
—	—	—	—	44,2						180			110		35,84				3,0	35,09
2,5	4,5	92,2	+0,035 +0,200	—		4,0	±0,15			—			—		36,31				—	35,92
—	—	—	—	46,2						180			110		35,27				3,0	34,52
2,5	4,5	97,2	+0,035 +0,200	—						—			—		35,50				—	35,10
—	—	—	—	49,2						180			110						3,0	33,88
2,5	4,5	103,2	+0,035 +0,200	—						—			—		34,62				—	34,23
—	—	—	—	52,2						180			110		33,93				3,0	33,26
3,0	5,0	108,2	+0,035 +0,200	—	0,8			38	0,50	—	44	90	—	4,0	70,75	72	90	5	—	72,54
—	—	—	—	54,2						225			140		68,34				4,0	69,43

Продолжение табл. 5

Пример обозначения полумуфты *1* при $d = 28$ *мм* исполнения 1:

Полумуфта МУВП 1-28/1 МН 2096—64

Полумуфта МУВП 2-28/1 МН 2096—64

Пример обозначения полумуфты *2* при $d = 28$ *мм* исполнения 1:

Полумуфта МУВП 1-28/2 МН 2096—64

то же, исполнения 2:

Полумуфта МУВП 2-28/2 МН 2096—64

Материал: чугун СЧ 21-40.

Допускается заменять чугун на сталь Ст. 3 или ставить высокую шпонку по ГОСТу 10748—68 в случае, когда при проверке несущей способности шпоночного соединения обыкновенная шпонка не может передать крутящий момент согласно таблице на стр. 103—105.

Радиальное биение поверхности D относительно d в *мм*, не более:

для D до 120 *мм*	0,04
» D св. 120 до 260 *мм*	0,05
» D » 260 *мм*	0,06

Непараллельность осей отверстий d_2 и биение торцов A и $Б$ относительно поверхности d в *мм*, не более:

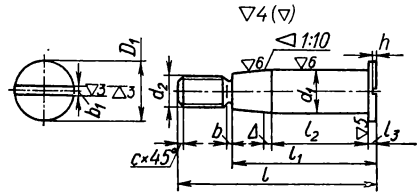
для D до 160 *мм*	0,04
» D св. 160 до 400 *мм*	0,06
» D » 400 *мм*	0,1

Отклонение конусности отверстия d и d_2 исполнения 2 — по 7-й степени точности с направлением отклонения конусности к плюсу в соответствии с ГОСТом 8908—58.

На поверхности d_3 не допускаются дефекты в виде раковин, сыпи, забоин, задиров и т. п., ухудшающих чистоту и гладкость поверхности.

Палец 3

Размеры в *мм*



Твердость *НВ* 180—200.

Отклонения конусности по 6-й степени точности ГОСТа 8908—58.

Проточка — по ГОСТу 10549—63

Обозначения пальцев	d_1 (отклонение по C_3)	Допускаемое осевое перемещение номинального диаметра конуса d_1 Δ	d_2 (отклонение по 3-му кл.)	D_1	l	l_1	l_2	l_3	b	b_1	h	c	Масса в *кг*
МУВП 1-16/3	10	0,30	М8	15	45	28	19	2	4	2	1,5	1,5	0,02
МУВП 1-25/3	14	0,35	М10	20	66	45	33						0,07
МУВП 1-40/3	18		М12	25	85	59	42	3	5	3	2,0	2	0,14
МУВП 1-70/3	24	0,45	М16	32	106	75	52						0,31
МУВП 1-80/3	30		М24	38	140	95	66	4	6	5	3,0	2,5	0,65
МУВП 1-100/3	38	0,50	М30	48	172	119	84		8				1,28

Материал: сталь 45.

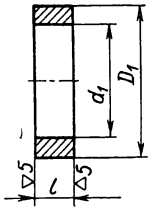
Пример обозначения пальца $d_1 = 10$ *мм*:

Палец МУВП 1-16/3 МН 2096—64

Продолжение табл. 5

Распорная втулка 4

Размеры в *мм*



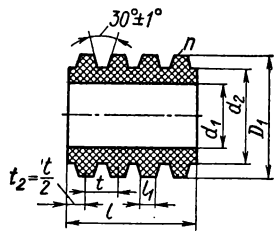
Обозначение втулок	D_1	d_1 (отклонение по A_4)	l	Масса 100 шт. в *кг*
МУВП 1-16/4	15	10	4	0,2
МУВП 1-25/4	20	14	5	0,4
МУВП 1-40/4	25	18	6	1,1
МУВП 1-70/4	32	24	8	2,2
МУВП 1-80/4	38	30	10	3,4
МУВП 1-100/4	48	38	12	6,4

Материал: Сталь Ст3.
Пример обозначения втулки распорной $D_1 = 15$ *мм*:

Втулка распорная МУВП 1-16/4 МН 2096—64

Упругая втулка 5

Размеры в *мм*



Обозначения втулок	D_1 (отклонение по C_5)	d_1 Номинал	d_1 Отклонение	d_2	l Номинал	l Отклонение	l_1	t справочный	Число выступов n	Масса 100 шт. в *кг*
МУВП 1-16/5	19	9,9	—0.20	14	15	± 0,15	2,5	5	3	0,4
МУВП 1-25/5	27	13,9	—0,25	20	28	± 0,20	3,5	7	4	1,5
МУВП 1-40/5	35	17,9		25	36	± 0,30	4,5	9		3,2
МУВП 1-70/5	45	23,9	—0,30	32	44		6,0	11		5,0
МУВП 1-80/5	56,5	29,9		40	56	± 0,40	7,5	14		12,0
МУВП 1-100/5	70.5	37,9	—0,40	50	72		9,5	18		24,0

Материал: резина.
Пример обозначения втулки упругой $D_1 = 19$ *мм*:

Втулк упругая МУВП 1-16/5 МН 2096—64

Физико-механические свойства резины

Предел прочности при разрыве в $кГ/см^2$	Не менее 80
Относительное удлинение при разрыве в %	Не менее 300
Относительное остаточное удлинение в %	Не более 24
Твердость по твердомеру ТМ-2	60—75
Истирание (по Грассели) в $см^3/квт \cdot ч$	Не более 1000
Коэффициент старения (по Гиру) 70° С в течение 144 ч	Не менее 0,75

Резина должна воспринимать деформацию в 200—300% без получения остаточных деформаций.

Поверхность резиновых втулок должна быть совершенно гладкой и не должна иметь вздутия, рябизны, а также следов талька.

Втулки могут работать в среде бензина, керосина, воздуха, воды и масла при температуре от минус 40 до плюс 50° С и при длительном напряжении сжатия 20 $кГ/см^2$.

Технические требования. Отклонения на размеры, не ограниченные допусками: охватывающие — по A_7, охватываемые — по B_7, прочие $\pm \frac{B_7}{2} = \pm \frac{A_7}{2}$.

Острые кромки притупить.

Разрешается до централизованного изготовления замена упругих втулок набором колец из того же материала.

Допускается изготовление полумуфты *1* без бурта, закрывающего гайки.

При необходимости торцового крепления полумуфт с цилиндрической расточкой в полумуфте исполнения 2 делается цилиндрическая расточка вместо конической того же диаметра. При этом проверяется несущая способность шпоночного соединения.

В собранной полумуфте *1* длина выступающей части пальцев до торца полумуфты не должна отличаться более чем: для МУВП 1-16/3 на 0,6 *мм*; для МУВП 1-25/3 и 40/3 на 0,7 *мм*, для МУВП 1-70/3 и 80/3 на 0,9 *мм*; для МУВП 1-100/3 и 125/3 на 1,0 *мм*.

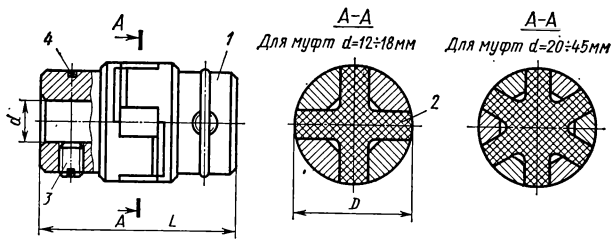
Для контроля собираемости обе полумуфты проверяют на оправке диаметра d.

При сближении полумуфт и различных поворотах одной из полумуфт вокруг оси должно соблюдаться свободное без деформации упругих элементов вхождение одновременно всего комплекта пальцев, закрепленных в полумуфте *1*, в отверстия полумуфты *2*.

6. Упругие муфты со звездочкой
(по ГОСТу 14084—68)

Назначения: для соединения валов диаметром от 12 до 45 *мм* в машинах и механизмах, передающих крутящий момент от 0,3 до 12 *кГ·м*.

Линейные размеры в *мм*



Обозначение муфт	d	D	L	Крутящий момент в *кГ·м*	Число оборотов в минуту	Маховой момент в *кГ·м²*	Масса в *кг*	Звездочка 2	Винт 3 по ГОСТу 1479—64	Кольцо 4 по ГОСТу 2833—65
12-32	12	32	62	0,3	6300	0,0002	0,281	32/2	М6×8-051	22
14-32	14						0,259		М6×6-051	
16-40	16	40	70	0,6	5000	0,0006	0,449	40/2	М6×8-051	28
18-40	18						0,423			
20-50	20	50	89	1,5	4500	0,0014	0,672	50/2	М8×10-151	32
22-50	22						0,648		М8×8-051	
25-60	25	60	101	2,5	4000	0,0034	1,085	60/2	М8×10-051	40
28-60	28						1,005			
32-80	32	80	138	6	3500	0,0115	2,331	80/2	М10×14-051	50
36-80	36						2,211		М10×12-051	
40-100	40	100	188	12	3000	0,0391	5,115	100/2	М10×16-051	60
45-100	45						4,965		М10×14-051	

Пример обозначения муфты с посадочным диаметром $d = 16$ *мм* и наружным диаметром $D = 40$ *мм*:

Муфта 16-40 ГОСТ 14084—68

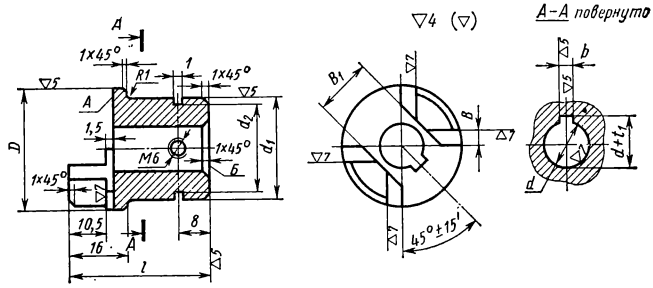
То же, муфты с посадочными диаметрами $d = 16$ и 18 *мм* и наружным диаметром $D = 40$ *мм*:

Муфта 16-18—40 ГОСТ 14084—68

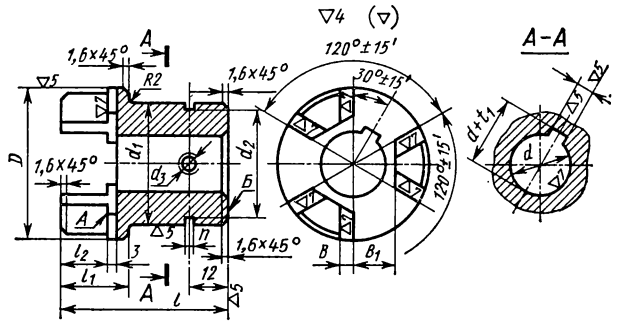
При соединении валов разных посадочных диаметров типоразмер муфты выбирается в пределах одного наружного диаметра муфты. В случае соединения валов разных диаметров, перепад которых выходит за пределы одного наружного диаметра муфты, типоразмер муфты выбирается по наибольшему диаметру вала.

Полумуфта *1*

Полумуфта для $d = 12 \div 18$ *мм*



Полумуфта для $d = 20 \div 45$ *мм*



Размеры в *мм*

Обозначение полумуфты	d (отклонение по A)	D	d_1	d_2	l	$B^{+0,1}$	B_1	b (отклонение по A_3)	$d + t_1$ (отклонение t_1 по A_5)	d_3	l_1	l_2	n	Масса в *кг*
12-32/1	12	32	28	24	36	4	16	4	13,8	—	—	—	—	0,136
14-32/1	14							5	16,3					0,125
16-40/1	16	40	34	30	40	5	20	5	18,3	—	—	—	—	0,218
18-40/1	18							6	20,8					0,205
20-50/1	20	50	40	35	52	5	14	6	22,8	M8	22	15	1,2	0,320
22-50/1	22								24,8					0,308
25-60/1	25	60	48	43	58	6	16	8	28,3	M8	22	15	1,2	0,520
28-60/1	28								31,3					0,480
32-80/1	32	80	60	54	80	7	20	10	35,3	M10	30	22	1,6	1,120
36-80/1	36								39,3					1,060
40-100/1	40	100	75	69	105	8	25	12	43,3	M10	30	22	1,6	2,490
45-100/1	45							14	48,8					2,415

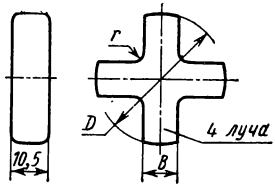
Пример обозначения полумуфты с посадочным диаметром $d = 16$ *мм* и наружным диаметром $D = 40$ *мм*:

Полумуфта 16-40/1 ГОСТ 14084—68

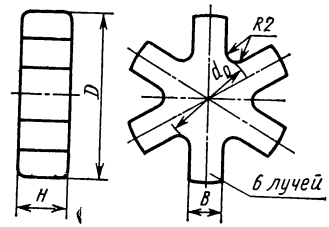
Звездочка 2

Размеры в *мм*

Звездочка для $D = 32$ и 40 *мм*



Звездочка для $D = 50 \div 100$ *мм*



Обозначение звездочки	$D^{*}_{-0,6}$	$B^{+0,2}$		d_0	H	Масса в *кг*
32/2	32	8,5	1,25	—	—	0,009
40/2	40	10,5	1,6	—	—	0.013
50/2	50	10,5	—	26	15	0.032
60/2	60	12,5	—	30	15	0,045
80/2	80	14,5	—	35	22	0,091
100/2	100	16,5	—	45	22	0,135

* Отклонение — 0,6 для $D = 32 \div 40$ и —0,8 для $D = 50 \div 100$.

Пример обозначения звездочки с наружным диаметром $D = 50$ *мм*:

Звездочка 50/2 ГОСТ 14084—68

Технические требования на упругие муфты со звездочкой. Материал полумуфты: Ст3. Допускается изготовлять полумуфту из материалов с физико-механическими свойствами не ниже, чем у стали Ст3.

Покрытие полумуфты — Хим. окс. по ГОСТу 9791—68.

Звездочка изготовляется из резины со следующими физико-механическими свойствами:

Предел прочности при разрыве . . . . Не менее 160 *кГ/см*^{2}
Относительное удлинение при разрыве Не менее 600%
Относительное остаточное удлинение . . . . . Не более 32%
Твердость — 40—50 по прибору ТИР по ГОСТу 7761—55

Муфта может работать в среде воздуха и масла при температуре от минус 40 до плюс 50° С.

Предельные отклонения размеров, не ограниченных допусками:

для полумуфт: охватывающих — по A_7; охватываемых — по B_7; прочих $\pm \frac{1}{2}(A_7 = B_7)$.

для звездочки: $\pm(A_7 = B_7)$.

Допуски на резьбу — по 3-му классу точности ГОСТа 9253—59.

Наибольшее допускаемое смещение осей 0,2 *мм*.

Наибольший угол перекоса осей 1,5°.

Радиальное биение поверхности D относительно поверхности d — не более 0,03 *мм*.

Биение торцов A и B относительно d — не более 0,05 *мм*.

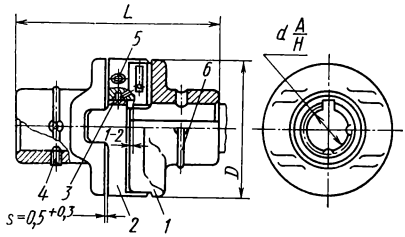
Смещение оси шпоночного паза относительно оси отверстия d допускается в пределах половины поля допуска на ширину шпоночного паза.

7. Кулачково-дисковые муфты
(по нормали машиностроения МН 2701—61)

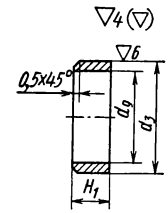
Назначение: соединение валов с поперечным смещением не более $0{,}04d$ и угловым отклонением не более 0°30′

Размеры в *мм*

Муфта



Втулка *3*



Муфта						Втулка *3*				Винт 4, ГОСТ 1476—64	Масленка 5, ГОСТ 1303—56	Кольцо 6 замковое пружинное, ГОСТ 2833—65	Масса в *кг*
Шифр	d *	D	L	$M_{кр}$ в $кГ \cdot м$	Маховой момент в $кГ \cdot м^2$	Шифр	d_3 (отклонение по $Пр^2_{2a}$)	d_9	H_1 (отклонение по B_6)				
15	15	70	95	12	0.002	15/3	18	14	14	M5×12	V-1Б	24	1,50
17	17					17/3	20	16		M5×10			1,47
18	18					18/3	22	17					1,43
20	20	90	115	25	0,008	20/3	25	19		M6×15		38	2,68
25	25					25/3	30	24		M6×12			2,55
30	30					33/3	34	28		M6×10			2,60
36	36	110	160	50	0,026	36/3	40	34	19	M6×15	V-1Б	50	5,57
40	40					40/3	45	38		M6×12			5,21
45	45	130	200	80	0,07	45/3	50	42		M8×20		75	10,00
50	50					50/3	55	48		M8×18			9,46
55	55	150	240	125	0,14	55/3	60	52		M8×22	V-2Б	85	15,40
60	60					60/3	65	58		M8×20			14,46
65	65	170	275	200	0,25	65/3	70	60	24	M10×25		100	22,41
70	70					70/3	75	65		M10×22			21,29
75	75	190	310	320	0,5	75/3	80	70	29	M10×25		110	31,50
80	80					80/3	85	75		M10×22			29,80

* МН 2701—61 предусматривает d до 150 *мм*.

Материал: втулки — сталь Ст3, винтов — сталь 45, замковых пружинных колец — проволока III ГОСТ 9389—60, полумуфты 45Л (допускается изготовление из чугуна ВЧ 60-2 по ГОСТу 7293—70), диска — сталь 45Л.

Пример обозначения муфты для вала $d = 25$ *мм*:

Муфта 25 МН 2701—61

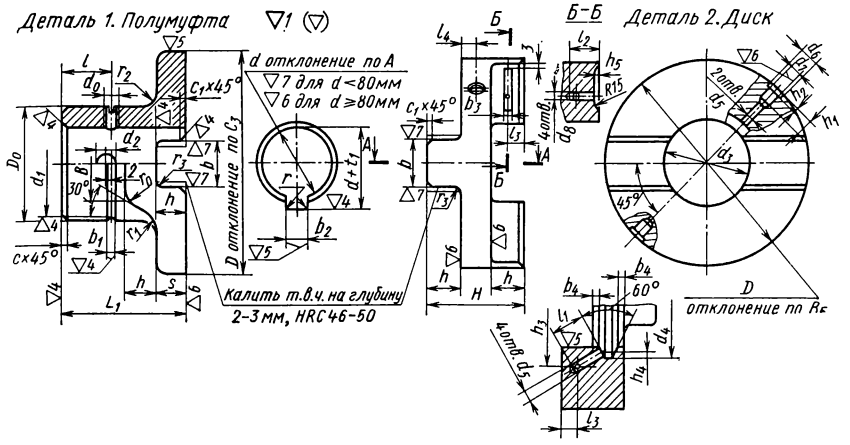
Пример обозначения втулки $d_3 = 30$ *мм* для муфты $d = 25$ *мм*:

Втулка 25/3 МН 2701—61

Продолжение табл. 7

Полумуфты

Размеры в *мм*



Шифр	d_0	d_1	D_0	L_1	l	h	S	B	b	b_1	Шпоночный паз b_2	Шпоночный паз $d+t_1$	Шпоночный паз r	r_0	r_1	r_2	c	c_1
15/1												17,1						
17/1	M5	28	32	40	15	10	10	18	14	1	5	19,1	0,2	8	6			1
18/1												20.1	+0,12					
																	0,5	
20/1											6	22.6						
25/1		40	45	50	20	12	12	30	18	1,2		28,1		10				
30/1	M6										8	33,1			8	5		
													0,3					
36/1		54	60	70	30	16	15	38	24		10	39,6		14				
40/1											12	43,6						
45/1											14	49,1	+0,16	16			1,0	
50/1	M8	74	80	90	40	20	18	50	30	1,5		55,1						1,5
											16							
55/1												60,1		18	10			
60/1		89	95	110	45	25	20	60	38									
											18	65,6						
65/1												70,6	0,5	22		10		
70/1		98	105	125	50	30	25	70	45									
	M10									2	20	76,1					1,5	
75/1												81,1	+0.20					
80/1		108	115	140	60	34	30	82	50		24	87,2		28	12			

Продолжение табл. 7

Размеры в *мм*

Шифр	d_3	d_4	d_5	d_6	d_7	l_1	l_2	l_3	l_4	b		$d_8 = b_3$	b_4	H	h_1	h_2	h_3	h_4	h_5	r_3
										Номинал	Отклонение									
15/2	18	24	2	9	6	12	10	5	7	14	−0,06 −0,18	2	3	34	12	1,5	16	11	1	0,8
17/2	20	26															19	12		
18/2	22	28															20	13		
20/2	25	31	3			14	12	6		18				38			20	14,5		1
25/2	30	36															22	17		
30/2	34	40															24	19		
36/2	40	50				17	15	8		24	−0,07 −0,21			51			30	23		
40/2	45	55															32	25		
45/2	50	62	4			22	18	10	9	30	−0,14 −0,28	2,5	4	59			37	28		
50/2	55	68															38	30		
55/2	60	72		13	10	26	24	12		38	−0,17 −0,34			69	18	2	44	33	1,5	
60/2	65	78															46	35		
65/2	70	85				28	26	15	12	45				84			52	39		
70/2	75	90															54	41		
75/2	80	100	5			33	30	17	14	50				97			60	45		
80/2	85	105															63	48		

Технические требования на кулачково-дисковые муфты. Смещение и непараллельность пазов и кулачков b относительно оси отверстия под вал d допускается в пределах допуска на изготовление пазов и кулачка.

Допустимые отклонения от параллельности рабочих поверхностей пазов и кулачков не более:

для D до 130 *мм* — 0,03 на 100 *мм*;

» D » 150 *мм* и выше — 0,05 на 100 *мм*.

Отклонение от взаимной перпендикулярности кулачков на диске допускается в пределах 15′. В сборе полумуфты с валом торец вала должен не доходить до конца полумуфты на 1—2 *мм*.

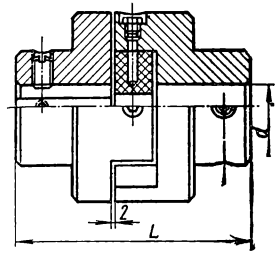
Смазочные отверстия в кулачках диска *2* просверлены для случая вращения муфты по часовой стрелке, если смотреть со стороны привода. При обратном вращении смазочные отверстия d_8 сверлить на противоположных сторонах кулачков диска.

8. Муфты с промежуточной призматической деталью

Назначение: соединение электродвигателя с механизмом и отдельных валов внутри механизма при отсутствии резко ударной нагрузки и напряжении кручения валов до $\tau = 250$ кГ/см².

Муфта допускает параллельное смещение валов при сборке до 0,2 мм, при работе до $0{,}01\,d + 0{,}25$ мм и угловое смещение до 40′

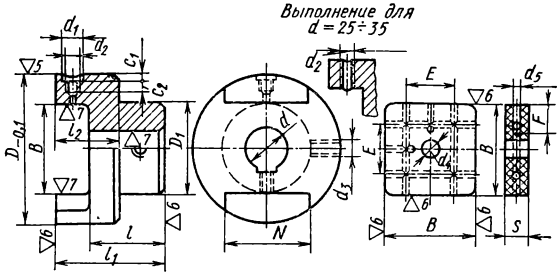
Крутящий и маховой моменты, передаваемые муфтой



d в мм	L	Крутящий момент в кГ·см	Маховой момент в кГ·см²
25—28	124	800—1100	0,015
30—32—35	149	1300—1600—2100	0,018
40—45	184	3 200—4 500	0,14
50—55	224	5 000—6 650	0,36
60—65	254	8 650—11 000	0,97
70—75	274	13 700—16 900	1,64
80—85	304	20 400—24 500	3,5
90—95	344	29 100—34 300	6,0

Полумуфты и призматическая деталь

Размеры в мм



d (отклонение по A)	$D_{-0,1}$	B	D_1	l	l_1	l_2	N	C_1	C_2	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	S	E	F
25—28	100	60	60	50	72	42	55	—	—	—	М8	М8	14	4	20	40	15
30—32—35	120	70	75	60	87	50	65	—	—	—	М10	М10	16	4	25	45	20
40—45	150	80	90	75	107	60	75	15	20	16	М12	М12	18	4	30	50	25
50—55	180	100	110	90	132	80	90	15	25	16	М12	М12	20	4	40	55	30
60—65	220	120	130	100	152	100	110	20	30	20	М16	М16	25	6	50	60	35
70—75	250	140	150	110	162	100	130	15	12	35	Труб. 1/4	М16	30	6	50	70	40
80—85	290	160	170	120	182	120	150	15	12	35	Труб. 1/4	М20	35	6	60	80	45
90—95	330	180	190	140	202	120	170	15	12	35	Труб. 1/4	М20	40	6	60	90	50

Материал: сталь Ст3 для полумуфт с $d \leqslant 45$ мм; чугун СЧ 12-28 для полумуфт с $d > 45$ мм; текстолит поделочный для призматической детали.

Допускаемое отклонение для B: в полумуфте по A_5, в призматической детали по C_5.

9. Шарнирные муфты
(по ГОСТу 5147—69)

Назначение: для соединения валов с пересекающимися осями под углом не более 45°.

При равномерном вращении ведущего вала вращение ведомого вала будет неравномерным; неравномерность возрастает с увеличением угла δ.

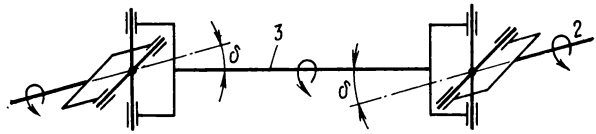


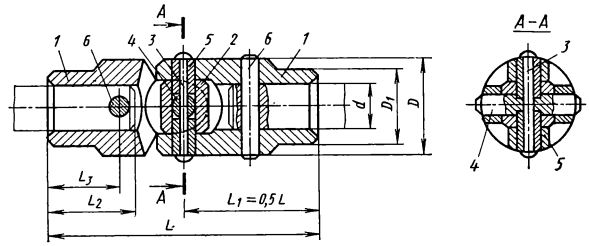
Рис. 1

Чтобы обеспечить синхронное вращение ведущего вала с постоянной угловой скоростью, устанавливают последовательно две шарнирные муфты, как показано на рис. 1. При этом должны соблюдаться два условия:

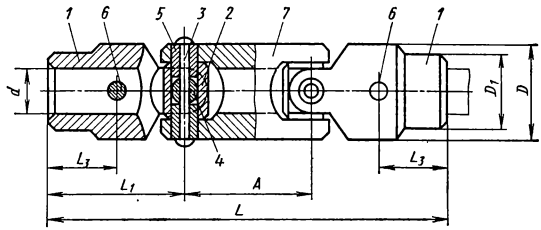
1) оси валов *1* и *2* должны иметь одинаковые углы с осью промежуточного вала *3*;
2) обе вилки промежуточного вала должны лежать в одной плоскости.

Основные параметры и размеры муфт в *мм*

Тип А. Одинарная муфта



Тип Б. Сдвоенная муфта



1 — вилка; *2* — крестовина; *3* — стержень; *4* — палец; *5* — втулка; *6* — конический штифт по ГОСТу 3129—70; *7* — спаренная вилка

Номинальный размер муфты d	D	D_1	L Тип А	L Тип Б	L_2	L_3	A	Допускаемый крутящий момент $M_{кр}$ в $кГ \cdot м$	Штифт
8	16	12	58	78	20	14	20	1,25	3×20
10	20	16	62	88	20	14	26	2,5	4×25
12	25	20	76	108	25	18	32	4	4×30
16	32	25	88	126	28	23	38	8	5×36

Продолжение табл. 9

Номинальный размер муфты d	D	D_1	L		L_2	L_3	A	Допускаемый крутящий момент $M_{кр}$ в $кГ \cdot м$	Штифт
			Тип А	Тип Б					
20	40	32	112	160	36	31	48	16	6×45
25	50	40	136	194	42	37	58	32	8×55
32	60	50	170	240	58	50	70	64	10×65
40	75	60	224	316	82	74	92	128	12×80

Пример обозначения шарнирной муфты типа А с $d = 12$ *мм*:

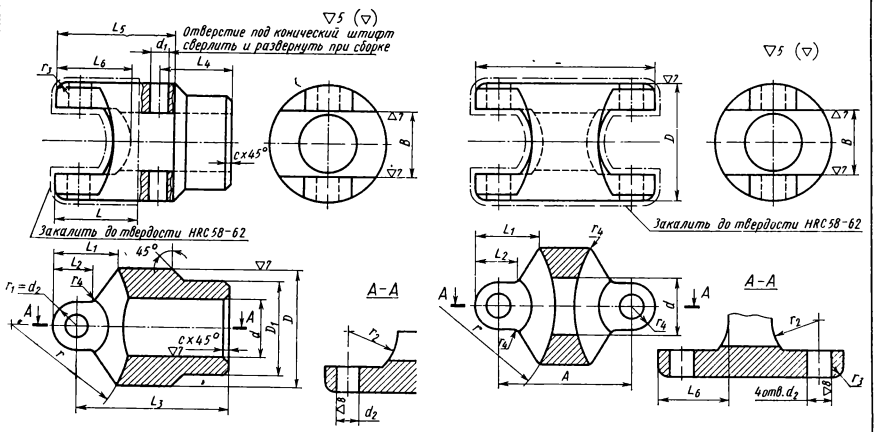
Муфта А12 ГОСТ 5147—69

То же, типа Б:

Муфта Б12 ГОСТ 5147—69

Вилка *1* и спаренная вилка *7* (для муфты типа Б)

Размеры в *мм*



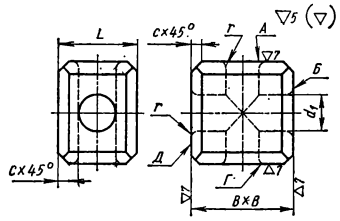
Номинальный размер муфты d	Общие размеры: D (отклонение по C_4)	B (отклонение по A)	d_2 (отклонение по X)	L_1	L_2	L_6	r	r_2	r_3	r_4	Вилка *1*: D_1 (отклонение по C_4)	d_1	L_3	L_4	L_5	c	Вилка *7* L
8	16	10	4	12	8	12	30	6	1	0,5	12	3	29	14	22	0,5	28
10	20	12	5	14	10	15	35	8	1	1	16	4	31	14	25	0,5	36
12	25	14	6	16	12	17	40	10	2	1	20	4	38	18	29	1	44
16	32	18	7	19	14	20	45	12	3	1,6	25	5	44	23	33	1	52
20	40	22	8	23	16	25	50	16	4	2	32	6	56	31	39	1,6	64
25	50	28	10	28	19	30	55	20	5	2,5	40	8	68	37	50	1,6	78
32	60	34	13	35	28	38	65	25	6	3	50	10	85	50	59	1,6	96
40	75	42	16	44	34	48	75	32	7	3	60	12	112	74	63	1,6	124

Продолжение табл. 9

Крестовина, стержень, палец, втулка

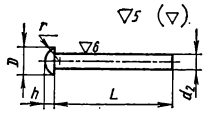
Размеры в мм

Крестовина *2*



d_1—откл. по *A*

Стержень *3*

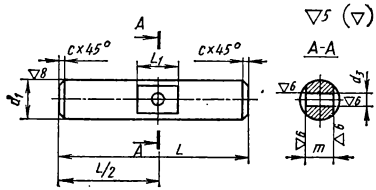


d_2 — откл. по C_4

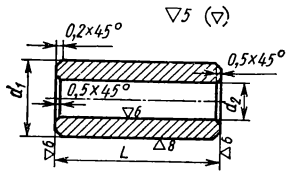
Общие размеры			Крестовина *2*				Стержень *3*			
Номинальный размер муфты	d_1	d_2	L (отклонение по C_4)	B (отклонение по C)			D		h	L
8	4	2	8	10	0,4	0,5	4,5	2,5	1,4	20
10	5	2	10	12	0,4	0,5	4,5	2,5	1,4	24
12	6	3	12	14	0,4	1	5,5	3	1,7	30
16	7	3	15	18	0,4	2	5,5	3	1,7	36
20	8	4	19	22	0,5	2,5	7,5	4	2,6	48
25	10	5	24	28	0,5	3	9	5	3	58
32	13	5	30	34	0,5	4	9	5	3	68
40	16	6	38	42	0,5	5	11	6	3,6	84

Палец *4*

d_1— откл. по *H*



Втулка *5*



d_2— откл. по A_4; d_1— откл. по *H*

Палец *4*					Втулка *5*
d_3 (отклонение по A_5)	L	$L_1 \pm 0{,}2$	$m_{-0{,}2}$		$L_{-0{,}1}$
2	17	4	2	0,5	7
2,5	21	5	3	0,5	9
3,5	26	6	4	0,5	11
3,5	33	7	5	0,5	14
4,5	42	8	6	1	18
5,5	52	10	7	1	22
6	62	13	9	1	26
7	77	16	10	1	34

Технические требования на детали шарнирных муфт.

Вилка *1* и спаренная вилка *7*.

Материал: сталь 20Х. Твердость *HRC* 48—52. Цементировать на глубину 0,8—1,2 *мм*. Покрытие — Хим. окс. по ГОСТу 9791—68. Несоосность отверстий d_1 — не более 0,02 *мм*. Предельные отклонения размеров, не ограниченных допусками: $\pm \frac{1}{2}(A_7 = B_7)$.

Крестовина *2*.

Материал: сталь 40Х. Твердость *HRC* 48—52. Покрытие — Хим. окс. по ГОСТу 9791—68. Отклонение от параллельности плоскостей *А* и *Д* относительно соответствующих плоскостей *Г* и *Б* не более 0,02 *мм*.

Отклонение от перпендикулярности плоскостей *А* и *Б* относительно соответствующих осей не более 0,05 *мм*.

Стержень *3*.

Материал: сталь 20. Покрытие — Хим. окс. по ГОСТу 9791—68. Предельные отклонения размеров, не ограниченных допусками: охватываемых по B_7, прочих $\pm \frac{1}{2}(A_7 = B_7)$.

Палец *4* и втулка *5*.

Материал: сталь 40Х. Твердость *HRC* 48—52. Покрытие — Хим. окс. по ГОСТу 9791—68.

КУЛАЧКОВЫЕ СЦЕПНЫЕ МУФТЫ

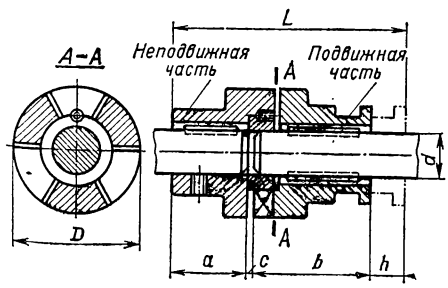
Сцепные муфты служат для соединения и разъединения валов при их вращении или во время остановки.

Установочные муфты применяют в механизмах настройки и фиксации расположения узлов.

Одна из полумуфт неподвижно закреплена на ведущем валу, а другая перемещается на шпонках или шлицах ведомого вала вручную или автоматически. Отсутствие относительного перемещения полумуфт дает возможность применять муфты в кинематических цепях, не допускающих колебаний передаточного отношения (в резьбонарезных станках, в делительных цепях зуборезных станков и т. д.). Основным недостатком кулачковых муфт является невозможность включения на быстром ходу; разность окружных скоростей на сцепляемых кулачках не должна превышать 0,7—0,8 *м/сек*; практически для обычных кулачковых станочных муфт разность чисел оборотов не должна превышать 100—150 в минуту.

10. Муфты с центрирующей втулкой

Размеры в *мм*



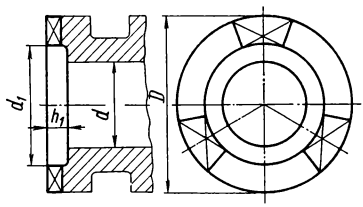
d	D	L	a	b	c	h
35—40	100	200	70	95	5	30
55—60	150	275	90	139	6	40
80	200	350	110	182	8	50
100	250	435	140	225	10	60

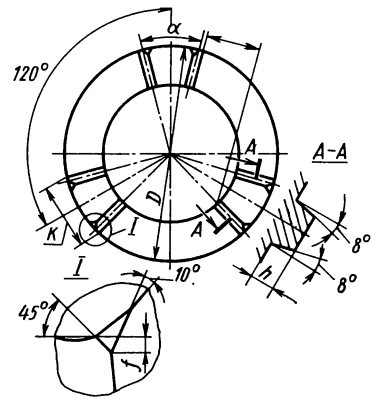
Чаще всего бывает три кулачка на полумуфте. Центрирующая втулка крепится в ведущей полумуфте. Материал: сталь 35.

11. Элементы кулачковых муфт

Размеры в *мм*

Число кулачков $z=3$





D	Крутящий момент $M_к$ в $кГ \cdot см$	d (отклонение по A)	d_1	h_1	h	C	K	f	α в *град*
40	650	20	28	6	4	11,83	15,82	0,5	45
45	850	22	30			12,71	17,73		
50	1 250	25	32			13,58	19,65		
55	1 750	28	35			14,89	21,56		
60	2 600	32	40	8	6	16,89	23,73	0,8	36
70	3 400	35	45			19,08	22,43		
80	5 100	40	50			21,28	25,52		
90	7 300	45	55			23,43	28,61		
100	10 000	50	60	10	8	25,47	26,55	1,2	30
110	13 300	55	65			27,65	28,86		
125	17 300	60	75			31,97	33,44		
140	27 500	70	85	12	10	36,17	37,59	1,5	
160	4 100	80	95			40,51	42,77		

$M_к$ рассчитан для кулачкового венца из стали 20Х с твердостью *HRC* 58—62 или стали 45 с твердостью *HRC* 48—52.

Направление вращения валов — в обе стороны.

Разность угловых скоростей, при которых допускается включение сцепных муфт на ходу:

D в *мм*	40	45—60	70—100	110—160
Разность угловых скоростей в *об/мин*	До 450	300—400	200—250	150—200

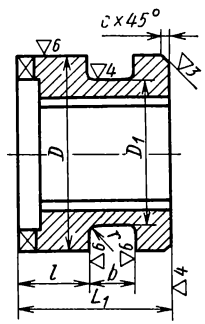
Степень вероятности включения муфты без холостых проворотов:

D в *мм*	40—60	70—100	110—160
Вероятность в %	27	42	52

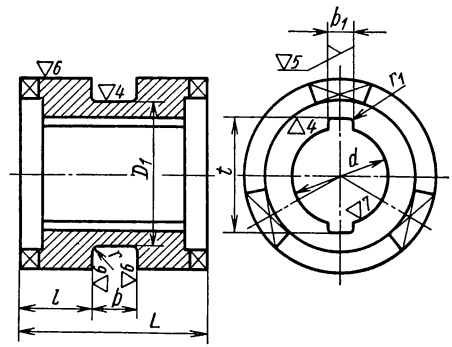
12. Передвижная часть кулачковых муфт

Конструкция и размеры необязательны: данные приводятся в качестве образца для конструирования.

Исполнение I — односторонней кулачковой муфты



Исполнение II — двусторонней кулачковой муфты



D	d (отклонение по A)	D_1	L	L_1	l	b (отклонение по A_4)	b_1 (отклонение по A_3)	t	r, не более		
40	20	30	40	30	15	10	6	$24{,}6^{+0{,}12}$	0,5	0,3	0,5
	22	35						$26{,}6^{+0{,}12}$			
50	25	38	50	38	19	12		$29{,}6^{+0{,}12}$	0,8		
55	28	43					8	$33{,}2^{+0{,}12}$			1,0
60	32	48	60	45	22	16		$37{,}2^{+0{,}12}$	1,0		
70	35	54	70	50	27			$40{,}2^{+0{,}12}$			
80	40	60	80	60	30	20	12	$45{,}8^{+0{,}12}$	1,2		
90	45	70	90	70	35			$50{,}8^{+0{,}12}$			
100	50	80	100	80	40			$55{,}8^{+0{,}12}$			
110	55	90	110	90	45		16	$62{,}2^{+0{,}16}$	1,5	0,5	1,5
125	60	100	125	100	50	25		$67{,}2^{+0{,}16}$			
140	70	115	135	110	55			$77{,}2^{+0{,}16}$			
160	80	135	155	120	65		20	$88{,}6^{+0{,}16}$			

Материал: сталь 20Х с твердостью кулачков *HRC* 58—62: сталь 45 с твердостью кулачков *HRC* 48—52.

13. Расчетные формулы для кулачковых сцепных муфт

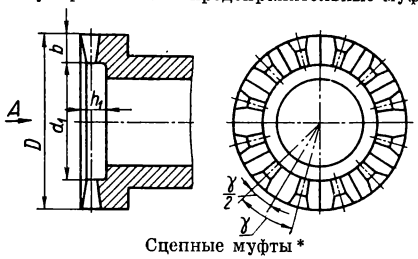
Показатели	Расчетные формулы	Буквенные обозначения
Передаваемый крутящий момент (рассчитан по контактным напряжениям для условия длительной работы без значительных колебаний по величине нагрузки)	$M_{к.м} = 0.8 M_{к.в} = 0.8\,[\tau]\,W_0$; $[\tau] = 5$ кГ/мм²; $W_0 = 0.2 d^3$; $M_{к.м} = 0{,}8 d^3$	$M_{к.м}$ — наибольший крутящий момент, передаваемый муфтой, в кГ · мм; $M_{к.в}$ — крутящий момент, передаваемый валом, в кГ · мм; W_0 — момент сопротивления вала в см³; d — диаметр вала в мм; n_0 — наибольшая разность угловых скоростей в об/мин; D и d_1 — соответственно наружный и внутренний диаметры кулачков в мм; $\varphi_{тр}$ — угол трения на кулачках; δ — угол профиля кулачка; $f'_{тр}$ — приведенный коэффициент трения на шпонке или на шлицах; α — центральный угол кулачка $\left(\frac{2\pi}{z}\right)$; $\alpha_в$ — центральный угол, соответствующий ширине вершины кулачка по наружному диаметру; f — минимально допустимая глубина захода кулачка во впадину в момент включения в мм; v_o — осевая скорость включения в мм/сек; $P_{ст}$ — статическая вероятность включения (при $n_0 = 0$); $P_к$ — кинематическая вероятность включения
Наибольшая разность угловых скоростей, при которой допускается включение муфты на ходу	$n_0 = \frac{1000 \cdot 60}{\pi D_{ср}} v_{ср}$; $v_{ср} = 0{,}8$ м/сек; $D_{ср} = \frac{D + d_1}{2}$; $n_0 = \frac{12 \cdot 10^4}{\pi (D + d_1)} 0{,}8$	
Усилие включения на кулачковом венце	$P_{вкл} = \frac{4 M_{к.м}}{D + d_1} \times$ $\times \left[\operatorname{tg} (\delta + \varphi_{тр}) + \frac{f'_{тр} (D + d_1)}{2d} \right]$	
Степень вероятности муфты без холостого проворота	$P_{ст} = \frac{\alpha - \alpha_в \frac{2f}{D} \operatorname{tg} \delta}{\alpha}$; $P_к = P_{ст} - \frac{\pi n_0}{30 v_o} \cdot \frac{f}{\alpha}$	

МУФТЫ С V-ОБРАЗНЫМ МЕЛКИМ (МЫШИНЫМ) ЗУБОМ

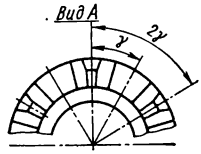
(по материалам Московского СКБ автоматических линий и специальных станков)

14. Основные параметры муфт

Регулировочные и предохранительные муфты



Сцепные муфты*



D в мм	d_1 в мм	$\frac{\gamma}{2}$	h_1 в мм	M** в кГ·м
40	28	6°	8	$\frac{34}{36}$
50	32	5°	8	$\frac{81}{92}$
60	40	4°30′	8	$\frac{131}{156}$
70	46	4°06′	10	$\frac{216}{256}$
80	50	3°36′	10	$\frac{354}{400}$
90	56	3°36′	10	$\frac{510}{605}$

* В сцепных муфтах число зубьев уменьшено по сравнению с регулировочными и предохранительными муфтами в 2 раза за счет удаления половины зубьев при соответственном увеличении размеров впадин. Расчетное число зубьев остается удвоенным при определении геометрии зуба.

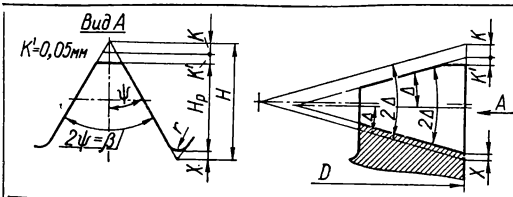
** M — максимально допустимый передаваемый момент, в числителе — для угла профиля $\beta = 60°$ (см. рисунок и таблицу профиля зубьев), в знаменателе — для $\beta = 90°$.

Крутящий момент подсчитан для чисел зубьев, соответствующих регулировочным и предохранительным муфтам.

Для сцепных муфт $M_{сц} = \frac{1}{2} M$.

15. Профиль зубьев муфт

Линейные размеры в мм



z_p — число зубьев регулировочных и предохранительных муфт; $z_{сц} = 0{,}5 z_p$, $z_{сц}$ — число зубьев сцепных муфт

D	z_p	$\psi°$	H_p	Δ	K	r	X
40	30	30 45	3,07 1,80	5°11′30″ 2°59′30″	0,3 0,2	0,2 0,1	0,2 0,041
50	36	30 45	3,22 1,89	4°19′ 2°28′30″	0,3 0,2	0,2 0,1	0,2 0,041
60	40	30 45	3,53 2,06	3°53′ 2°15′	0,3 0,2	0,2 0,1	0,2 0,041
70	44	30 45	3,77 2,21	3°32′ 2°02′30″	0,3 0,2	0,2 0,1	0,2 0,041
80	50	30 45	3,80 2,22	3°06′30″ 1°48′	0,3 0,2	0,2 0,1	0,2 0,041
90	50	30 45	4,34 2,53	3°06′30″ 1°48′	0,3 0,2	0,2 0,1	0,2 0,041

МУФТЫ ТРЕНИЯ

Муфты трения в станках применяют для пуска и останова, реверсирования, переключения скоростей, переключения направления движения (например, на продольную и поперечную подачу и т. д.).

Фрикционные многодисковые масляные муфты используют в узлах, где трудно обеспечить изоляцию муфты от масла (коробка передач и др.). Материалом трущихся поверхностей служит закаленная сталь ($HRC > 60$) и текстолит. При муфтах с дисками из текстолита, работающими по стали, нет металлической пыли, появляющейся при трении сталь по стали. Текстолитовые диски разрушаются при температуре свыше 110° С. Стальные диски при трении сталь по стали шлифуют.

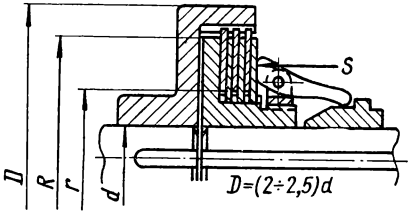


Рис. 2

Фрикционные многодисковые сухие муфты устанавливают в узлах, где удобно изолировать их от масла. Материал трущихся поверхностей — сталь (среднеуглеродистая, можно без термической обработки) или чугун по асбесту.

Проверочный расчет дисковых муфт трения (ненормализованных, рис. 2).

Исходные данные:

$M_к$ — передаваемый крутящий момент в *кГ·см*;
n — число оборотов ведущего вала муфты в минуту;
k — число включений муфты в 1 *ч*;
i — число поверхностей трения;
β — коэффициент запаса сцепления (обычно 1,3—1,5);
R — наружный радиус поверхностей трения в *см*;
r — внутренний радиус поверхностей трения в *см*.

Средний радиус поверхностей трения

$$r_{ср} = \frac{R+r}{2} \text{ см}.$$

Средняя окружная скорость

$$v = \frac{\pi r_{ср} n}{30 \cdot 100} \text{ м/сек}.$$

Допускаемый крутящий момент

$$[M_к] = \frac{\pi (R^2 - r^2)\, r_{ср} i p f K_v K_m \left(1 - K'_n\right)}{\beta} \text{ кГ·см}.$$

Необходимое усилие сжатия дисков

$$S = \frac{[M_к]\,\beta}{r_{ср} i f} \text{ кГ}.$$

Удельное давление на трущихся поверхностях

$$p = \frac{S}{\pi (R^2 - r^2)} \text{ кГ/см}^2; \quad p < [p].$$

Окружная скорость	До 2,5	3	4	6	8	10
Коэффициент K_v	1	0,94	0,86	0,75	0,68	0,63

При работе масляных муфт с частыми переключениями (свыше 50—100 раз в 1 *ч* *) вводится поправочный коэффициент K_m, учитывающий число дисков:

Число наружных дисков	До 3	4	5	6	7	8	9	10	11
Коэффициент K_m	1	0,97	0,94	0,91	0,88	0,85	0,82	0,79	0,76

Для сухих муфт K_m принимают равным единице.

Кроме этого, допускаемые крутящие моменты муфт следует снижать на 1% на каждые дополнительные пять включений сверх 50—100, т. е. вводить коэффициент $(1 - K'_n)$, где $K'_n = 0{,}01$ на каждые дополнительные пять включений для муфт с числом включений не более 300—350 в 1 *ч*; предельные значения $K'_n = 0{,}5$; при большем числе включений производить тепловой расчет муфты.

Значение коэффициента f и наибольшие допускаемые удельные давления $[p]$ приведены в табл. 16. При $v > 2{,}5$ *м/сек* табличные удельные давления $[p]$ умножают на коэффициент скорости K_v. Удельное давление $[p]$ снижают также введением коэффициентов K_m и K'_n.

16. Коэффициент трения f и наибольшие допускаемые удельные давления $[p]$ на поверхность трения

Материал поверхностей трения	f	$[p]$ в *кГ/см²*
Для масляных муфт		
Закаленная сталь по закаленной стали, чугун по чугуну или по закаленной стали	0,08	6—8
Текстолит по стали	0,15	4—6
Для сухих муфт		
Прессованный асбест или ферродо по стали или чугуну	0.3	2—2,5
Чугун по чугуну или по закаленной стали	0,15	2,5—3,0

Меньшие значения давлений рекомендуются при малом числе дисков, большие — при большом.

ОБГОННЫЕ РОЛИКОВЫЕ МУФТЫ

(по нормали машиностроения МН 3—61)

Классификация и описание работы. Роликовые обгонные муфты (свободного хода), передающие крутящий момент возникающими силами трения при заклинивании роликов, классифицируют:

* Нижние значения — для быстроходных муфт и при больших моментах инерции разгоняемых масс; верхние — для тихоходных муфт и при малых моментах инерции разгоняемых масс.

1. По конструкции — на I, II и III исполнение (табл. 17).

Муфты исполнения I и II (рис. 3) состоят из трех основных элементов: обоймы (звено *1*), ступицы (звено *2*) и роликов (три — для исполнения I и пять — для исполнения II).

При вращении одного из звеньев ролики автоматически вкатываются в клиновую щель и заклиниваются, связывая этим оба звена в одно целое.

Муфты исполнения III имеют еще один элемент — поводковую вилку (звено *3*, рис. 4), которая может принудительно выталкивать ролики из клиновой щели, осуществляя при этом реверсирование ступицы.

2. По принципу действия.

Группа I. Муфты, передающие вращение в одном направлении.

Эти муфты (рис. 3) связывают две кинематические цепи. От звена *1* на звено *2* (звено *1* — ведущее) вращение передается только в одном направлении — по часовой стрелке (заклинивание).

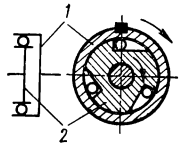


Рис. 3

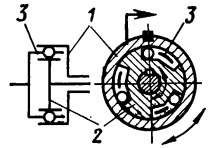


Рис. 4

Звену *2* можно сообщить ускоренное вращение в том же направлении от другого источника, вызвав этим отсоединение его на ходу от звена *1* (обгон — расклинивание).

Если ведущим является звено *2*, то направление его вращения, а следовательно, и вращение ведомого звена *1* будет обратным.

Группа II. Муфты, передающие медленное вращение в одном направлении и ускоренное вращение в двух направлениях.

От звена *1* (рис. 4) на звено *2* (звено *1* — ведущее) вращение передается только в одном направлении — по часовой стрелке (заклинивание). Звено *3* при этом увлекается звеном *2* (вхолостую).

Звено *3*, связанное с самостоятельным источником движения, может сообщить звену *2* ускоренное вращение как в одну, так и в другую сторону, вызвав этим отсоединение его (на ходу) от звена *1*. При вращении по часовой стрелке (в сторону вращения ведущего звена) произойдет расклинивание роликов (обгон), а звено *3* увлечет за собой звено *2*. При вращении против часовой стрелки звено *3* вытолкнет ролики из клиновой щели и увлечет за собой звено *2*.

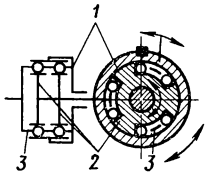


Рис.

Муфты этой группы работают только при ведущем звене *1*.

Группа III. Муфты, передающие медленное и ускоренное вращение в двух направлениях (рис. 5); они могут быть получены установкой двух муфт с поводковой вилкой (исполнение III) в следующих положениях:

а) зубья звеньев *2* направлены в разные стороны;

б) оси муфт повернуты одна относительно другой на некоторый угол.

С ведущего звена *1* на звенья *2* вращение может передаваться как в одну, так и в другую сторону. В зависимости от направления вращения звена *1* заклинивается то одна, то другая муфта.

Звено *3* может сообщать звеньям *2* ускоренное вращение также в обе стороны, выталкивая ролики одного звена муфты и расклинивая ролики другого звена, увлекая при этом звенья за собой.

Такие муфты работают только в том случае, если ведущим является звено *1*.

Примеры встройки обгонных муфт показаны на рис. 6.

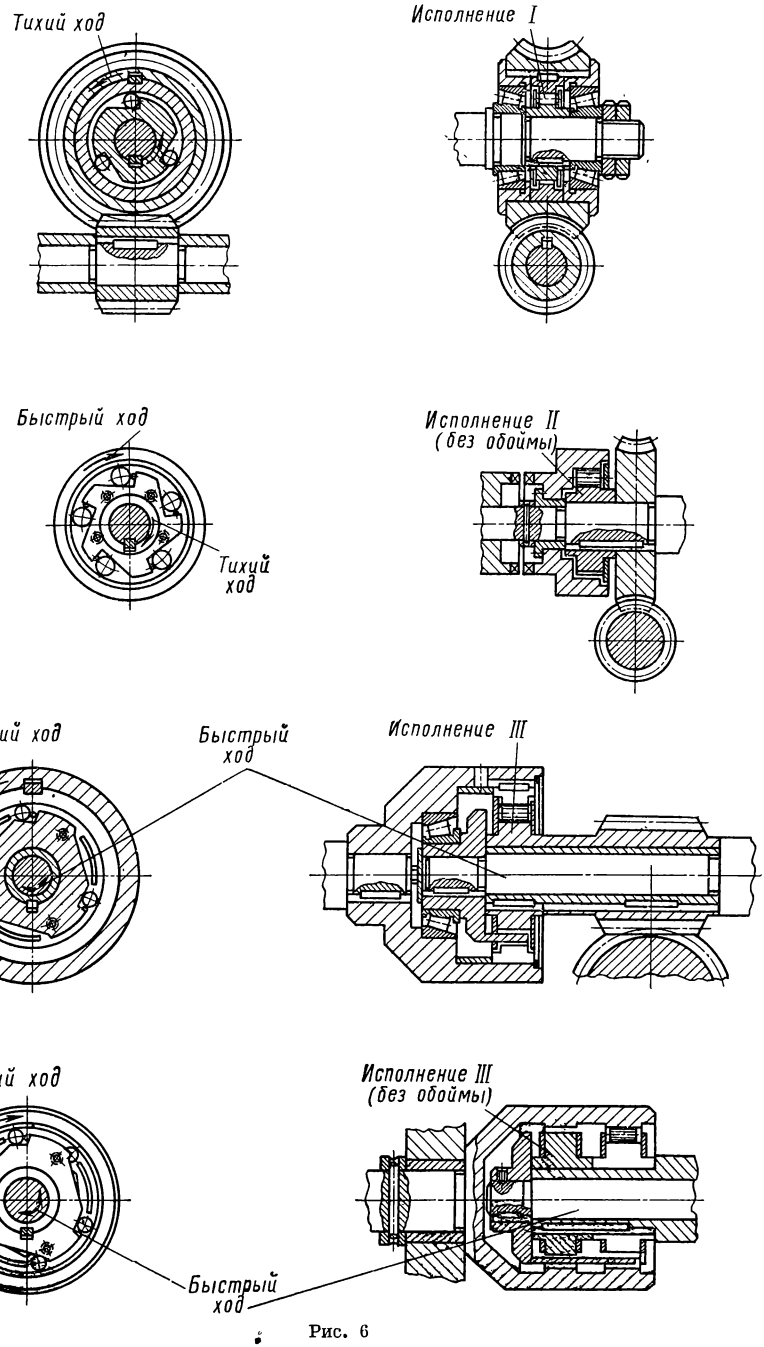
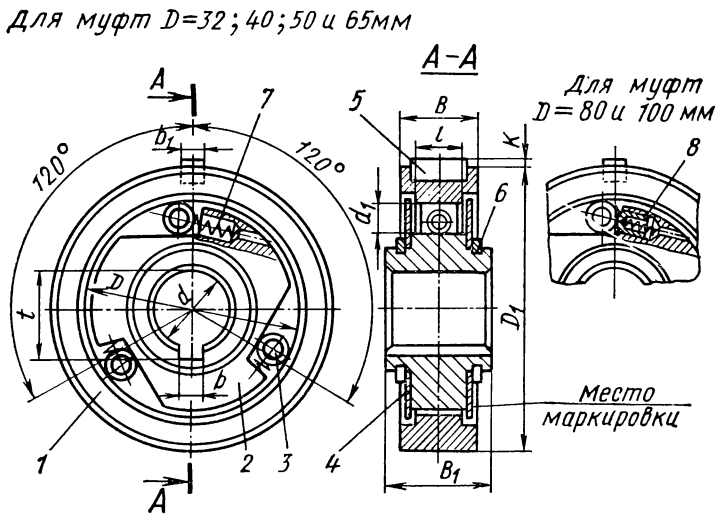

Тихий ход
Исполнение I
Быстрый ход
Тихий ход
Исполнение II
(без обоймы)
Тихий ход
Быстрый ход
Исполнение III
Тихий ход
Исполнение III
(без обоймы)
Быстрый ход

Рис. 6

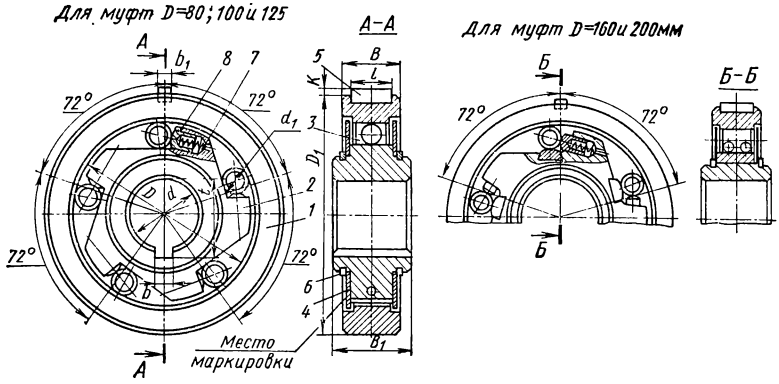
17. Конструкция и размеры

Размеры в мм

Исполнение I

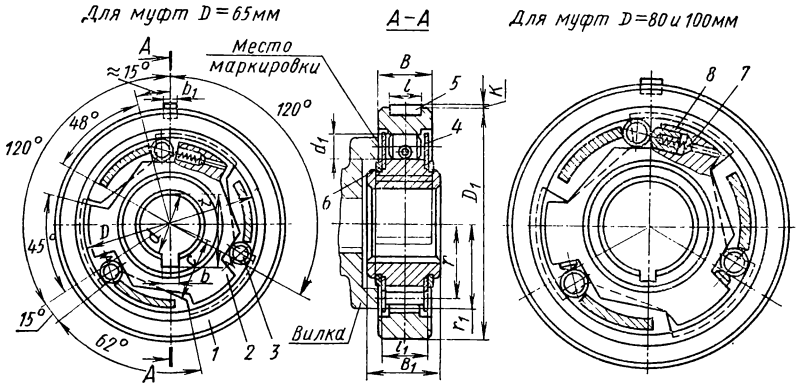


Исполнение II



Продолжение табл. 17

Исполнение III



D	l_1	r	r_1	C
65	21	27,5	31,5	22
80	25	33,5	39.0	27
100	31	41,0	49,0	33

Исполнение	D (отклонение по A)	d (отклонение по A)	d_1 (отклонение по C)	B	B_1	b_1 (отклонение по B_3)	l (отклонение по X_4)	K	Шпонка 5, ГОСТ 8789—58	Кольцо 6, ГОСТ 13940—68
I	32	10; 12; 14	4	$12_{-0,12}$	$18^{+0,24}$	3	8	1,2	3×3×10	1А22
	40	14; 16; 18	5	$15_{-0,12}$	$22^{+0,28}$	4	10	1,8	4×4×12	1А28
	50	16; 18; 20	6	$18_{-0,15}$	$25^{+0,28}$	5	12	2,3	5×5×14	1А32
I и III	65	16; 20; 25	8	$20_{-0,15}$	$28^{+0,28}$ / $30^{+0,28}$ *	5	14	2,3	5×5×14	1А40
I, II и III	80	20 / 25; 30; 35	10	$25_{-0,15}$	$35^{+0,34}$	6	18	2,6	6×6×18	1А50
I и III / I, II и III	100	25 / 30; 35; 40	13	$30_{-0,2}$	$45^{+0,34}$	8	24	3,2	8×7×20	1А60
II	125	35; 40; 45; 50	16	$35_{-0,25}$	$55^{+0,40}$	8	28	3,2	8×7×25	1А75
	160	70	20	$40_{-0,25}$	$60^{+0,40}$	12	32		12×8×32	1А100
	200	90		$50_{-0,30}$	$70^{+0,40}$	12	40	3,8	12×8×40	1А125

* Для исполнения III.

Размеры см.: D_1 на стр. 134, b и l на стр. 136.

Пример обозначения обгонной роликовой муфты исполнения I, $D = 32$ *мм*, $d = 14$ *мм*:

Муфта I-32 × 14 МН3—61

То же, исполнения II, $D = 100$ *мм*, $d = 30$ *мм*:

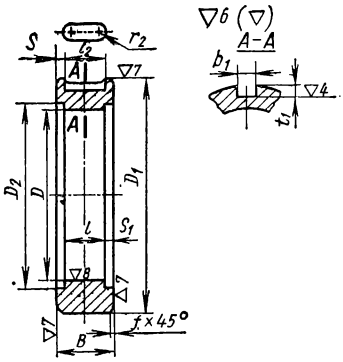
Муфта II-100 × 30 МН 3—61

То же, исполнения III:

Муфта III-100 × 30 МН 3—61

Обойма *1* Продолжение табл. 17

Размеры в *мм*



Размеры *B* и *l* см. на стр. 133.

Биение поверхности D_1 относительно оси отверстия *D* для муфт диаметром от 32 до 80 *мм* не более 0,02 *мм*, свыше 80 *мм* — не более 0,03 *мм*.

Биение торцов для муфт диаметром от 32 *мм* до 80 *мм* не более 0,02 *мм*, свыше 80 *мм* — не более 0,03 *мм*.

Отклонение свободных размеров — по 7-му классу точности ОСТа 1010.

D (отклонение по *A*)	D_1 (отклонение по *H*)	D_2	l_2	b_1 (отклонение по *ПШ*)	t_1 (отклонение по A_5)	*S*	S_1		*f*	Масса в *кг*
32	45	$35{,}5^{+0{,}2}$	10	3	2,0	1,0	2,0	1,5	0,5	0,07
40	55	$44{,}0^{+0{,}2}$	12	4	2,5	1,5	2,5	2,0	0,5	0,13
50	70	$54{,}0^{+0{,}2}$	14	5	3,0	2,0	3,0	2,5	1,0	0,23
65	85	$69{,}0^{+0{,}2}$	14	5	3,0	3,0	3,0	2,5	1,0	0,35
80	105	$85{,}0^{+0{,}2}$	18	6	3,5	3,5	3,5	3,0	1,0	0,68
100	130	$106{,}0^{+0{,}2}$	20	8	4,0	5,0	3,0	4,0	1,0	1,22
125	160	$131{,}0^{+0{,}5}$	25	8	4,0	5,0	3,5	4,0	2,0	2,57
160	200	$167{,}0^{+0{,}5}$	32	12	4,5	4,0	4,0	6,0	2,0	3,36
200	250	$208{,}0^{+0{,}5}$	40	12	4,5	5,0	5,0	6,0	2,0	6,70

Материал: сталь 20Х; ШХ15. Термообработка отверстия диаметром *D*:
для стали 20Х — цементация на твердость *HRC* 56—62;

диаметр муфты *D* в *мм*	32—40;	50—65;	80—125;	160—200
глубина цементационного слоя в *мм*	0,8—1,0;	1,0—1,2;	1,2—1,5;	1,5—1,8

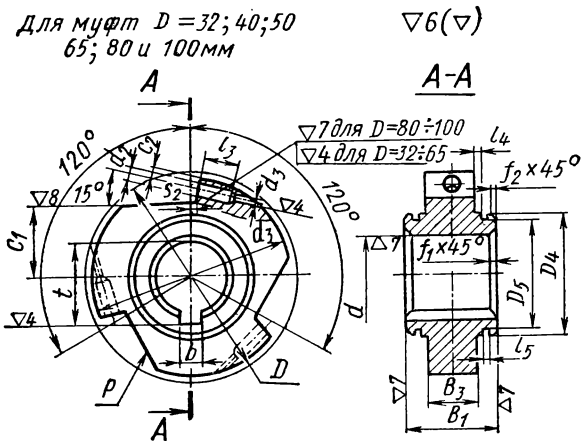
для стали ШХ15 — закалка на твердость *HRC* 58—64.
Пример обозначения обоймы для муфты *D* = 100 *мм*:

Обойма 100/1 МН 3—61

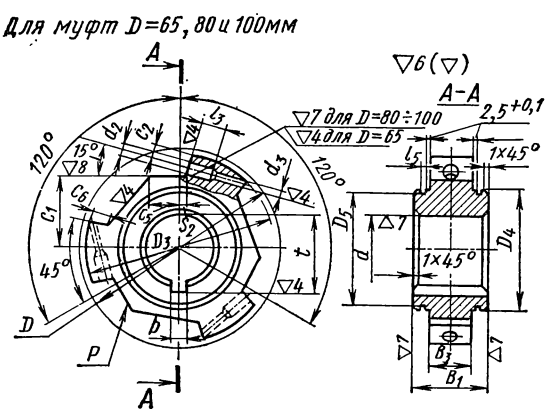
Ступица 2

Размеры в мм

Исполнение I



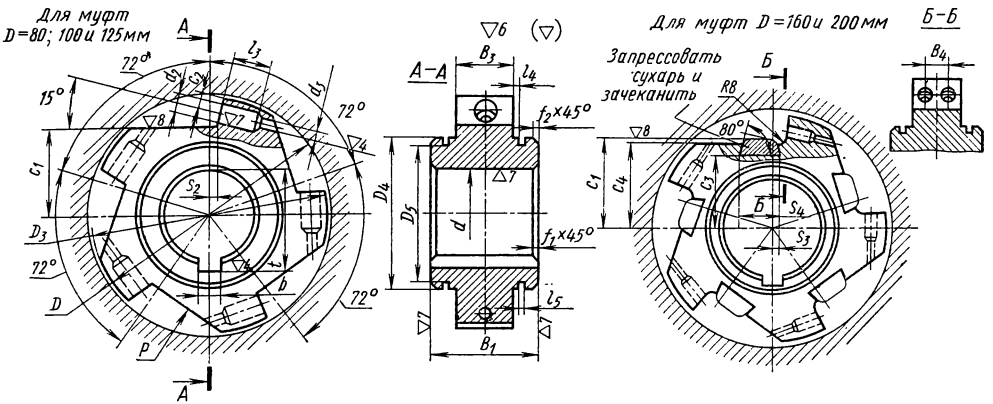
Исполнение III



D	$C_б$	$C_в$
65	10	6
80	12	7
100	17	9

Продолжение табл. 17

Исполнение II



D	B_4	C_3	C_4	S_3	S_4
160	15	50	57	4	$28^{+0,1}$
200	20	63	72	6	$35^{+0,1}$

Размер B_1 см. стр. 133

Исполнение	D муфты	d (отклонение по A)	D_3	D_1 (отклонение по C_3)	D_5	d_2	d_3	B_3 (отклонение −0,1)	b (отклонение по A_3)	t (отклонение +0,12)	l_3	l_4 (отклонение +0,1)	l_5 (отклонение +0,2)	C_1	C_2	S_2	f_1	f_2	Масса в кг
I	32	10 12 14	$31,5_{-0,3}$	22	$21,0_{-0,12}$	3	—	8,6	3 4 4	11,1 13,6 15,6		1,5	1,30	$11,92_{-0,01}$	2,65	1,0	0,5	0,5	0,05 0,05 0,04
	40	14 16 18	$39,0_{-0,3}$	28	$26,6_{-0,3}$	3	—	10,6	4 5 5	15,6 17,9 19,9	9		1,30	$14,90_{-0,01}$	3,0	1,0	0,5	0,5	0,08 0,07 0,06
	50	16 18 20	$40,0_{-0,3}$	32	$30,3_{-0,3}$	4	—	12,6	5 5 6	17,9 19,9 22,3	9	2,5	1,30	$18,87_{-0,02}$	3,9	1,5	0,5	0,5	0,20 0,19 0,18

Исполнение	D муфты	d (отклонение по A)	D_3	D_4 (отклонение по C_3)	D_5	d_2	d_3	B_3 (отклонение −0,1)	b (отклонение по A_3)	t (отклонение +0,12)	l_3	l_4 (отклонение +0,1)	l_5 (отклонение +0,2)	C_1	C_2	S_2	f_1	f_2	Масса в *кг*
I и III	65	16 20 25	$64{,}0_{-0{,}4}$	40	$37{,}5_{-0{,}3}$	4	—	14,6	5 6 8	17,9 22,3 27,6	11	2,5	1,90	$24{,}34_{-0{,}03}$	5,1	1,5	0,5	0,5	0,42/0,32 0,38/0,30 0,34/0,26
I, II и III	80	20	$79{,}0_{-0{,}4}$	50	$47{,}0_{-0{,}5}$	$8^{+0{,}3}$	3	18,6	6	22,3	14	2,5	2,20	$29{,}80_{-0{,}04}$	6,6	2,0	0,5	0,5	0,75/0.62
		25 30 35							8 8 10	27.6 32,6 37.9									0,71/0.66/0.59 0.66/0.61/0.54 0.59/0,54/0.47
I и III	100	25	$99{,}0_{-0{,}4}$	60	$57{,}0_{-0{,}5}$	$8^{+0{,}03}$	3	24,6	8	27,6	15	2,5	2,20	$36{,}76_{-0{,}06}$	8,8	4,0	0,5	1,0	1,52/1,31
I, II и III		30 35 40							8 10 12	32,6 37,9 42,9									1,45/1,37/1,24 1,36/1,28/1,15 1,25/1,17/1,04
II	125	35 40 45 50	$124_{-0{,}5}$	75	72,0	$8^{+0{,}03}$	3	28,6	10 12 14 16	37.9 42,9 48,3 53,6	14	3,0	2,80	$46{,}20_{-0{,}08}$	10,8	5	0,5	1,0	2,56 2,44 2,30 2,13
	160	70	$158_{-0{,}5}$	100	96,5	$10^{+0{,}03}$	4	$33{,}0_{-0{,}3}$	20	74,3	20.5	3,0	3,10	$59{,}61_{-0{,}13}$	13,6	8	1,0	1,0	2,73
	200	90	$198_{-0{,}5}$	125	121,0			$41{,}0_{-0{,}3}$	24	95.2		4.0	3,5	$74{,}52_{-0{,}14}$	17,0	9			6,08

Материал: для муфт $D \leqslant 125$ *мм* — сталь 20Х и ШХ15, для муфт $D = 160$ и 200 *мм* — сталь 45.

Термообработка поверхности P:

для стали 20Х — цементация на твердость *HRC* 56—62;

D в *мм*	32—40	50—65	80—125
глубина слоя в *мм*	0.8—1.0	1,0—1,2	1,2—1,5

для стали 45 — закалка на твердость *HRC* 58—64.

Разность размеров C_1, C_2, C_3 и C_4 в пределах одной ступицы для муфт D до 80 *мм* не более 0,01 *мм*, D свыше 80 *мм* не более 0,02 *мм*.

Непараллельность плоскостей P относительно оси отверстия d для муфт D до 80 *мм* не более 0,01 *мм*, свыше 80 не более 0,015 *мм*.

Биение торцовой поверхности D_4 для муфт с D до 80 *мм* не более 0,03 *мм*, свыше 80 *мм* не более 0,06 *мм* (исполнение I и II)

Биение торцовой поверхности D_3 для муфт с D до 80 *мм* не более 0,03 *мм*, свыше 80 *мм* не более 0,05 *мм* (исполнение I)

Отклонения свободных размеров по 7-му классу точности.

Пример обозначения ступицы исполнения I для муфты $D = 100$ *мм*, $d = 30$ *мм*:

Ступица I-100×30/2 МН 3—61

То же, исполнения II:

Ступица II-100×30/2 МН 3—61

То же, исполнения III:

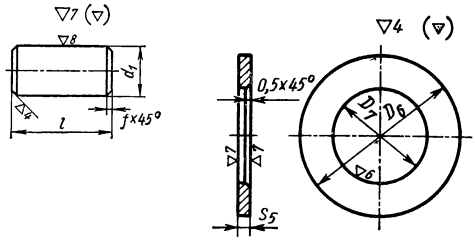
Ступица III-100×30/2 МН 3—61.

Продолжение табл. 17

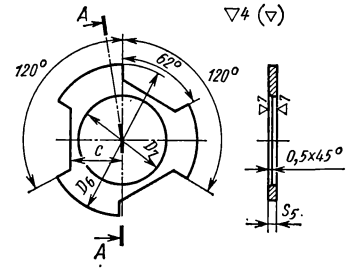
Ролик *3* и щека *4*

Размеры в *мм*

Исполнение I



Исполнение II



D	65	80	100
C	22	27	33

D муфты	Ролик				Щека			
	d_1 (отклонение по *C*)	l (отклонение по X_3)	f	Масса в *кг*	D_6	D_7 (отклонение по A_3)	S_5 (отклонение —0,03 —0,08)	Масса в *кг*
32	4	8	0,3	0,001	$35_{-0,2}$	22	1,5	0,011
40	5	10		0,002	$43_{-0,2}$	28	2,0	0,014
50	6	12		0,003	$53_{-0,2}$	32	2,5	0,031
65	8	14		0,006	$68_{-0,2}$	40	2,5	0,045/0,03 *
80	10	18		0,011	$84_{-0,2}$	50	2,5	0,055/0,04 *
100	13	24	0,5	0,025	$105_{-0,2}$	60	2,5	0,092/0,07 *
125	16	28		0,044	$130_{-0,5}$	75	3,0	0,230
160	20	32		0,078	$165_{-0,5}$	100	3,0	0,350
200	25	40		0,154	$206_{-0,5}$	125	4,0	0,740

* Для исполнения II.

Щека

Материал: сталь 45. Твердость *HRC* 30—40.

Отклонения свободных размеров — по 7-му классу точности.

Пример обозначения щеки для муфт исполнения I, *D* = 100 *мм*:

Щека I-100/4 МН 3—61

Ролик

Материал: сталь ШХ15, У8.

Термообработка: для стали ШХ15 твердость *HRC* 58—64, для стали У8 твердость *HRC* 58—62.

Овальность по d_1 и конусность для муфт *D* до 80 *мм* не более 0,004 *мм*, свыше 80 *мм* — не более 0,0[illegible] *мм*.

Отклонения свободных размеров — по 7-му классу точности.

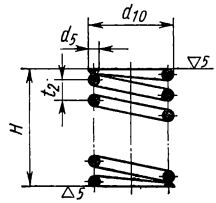
Пример обозначения ролика для муфты *D* = 100 *мм*:

Ролик 100/3 МН 3—61

Продолжение табл. 17

Пружина 7

Размеры в мм



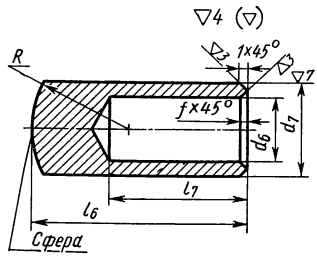
D муфты	d_5	d_{10}	H (в свободном состоянии)	t_2	Длина развертки L	Витков: n рабочих	Витков: n_1 всего	Масса 100 шт. в кг
32	0,2	2,5	25	1,3	148	19	20	0,005
40	0,2	2,5	32	1,3	184	24	25	0,006
50	0,3	3,0	28	1,2	208	23	24	0,012
65	0,3	3,0	28	1,2	208	23	24	0,012
80	0,5	4,0	18	1,5	144	12	13	0,022
100	0,5	4,0	32	1,5	247	21	22	0,039
125	0,5	4,0	32	1,5	247	21	22	0,039
160	0,8	6,0	40	2,0	350	20	21	0,144
200	0,8	6,0	40	2,0	350	20	21	0,144

Материал: проволока стальная углеродистая пружинная класса II по ГОСТу 9389—60.
Отклонения свободных размеров — по 7-му классу точности.
Пример обозначения пружины для муфты $D = 100$ мм:

Пружина 100/7 МН 3—61

Штифт 8

Размеры в мм



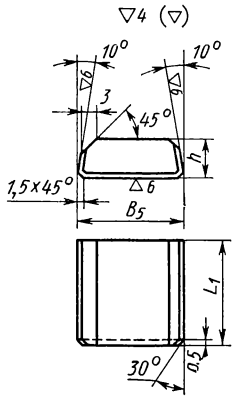
D муфты	d_7 (отклонение по X_3)	d_6	l_6	l_7	R	f	Масса в кг
80 100 125	8	5	13	9	8	0,3	0,004
160 200	10	7	23	15	10	0,5	0,008

Материал: сталь 40Х. Твердость HRC 45—50.
Отклонения свободных размеров — по 7-му классу точности.
Пример обозначения штифта для муфты $D = 80$ мм:

Штифт 80/8 МН 3—61

Сухарь 9

Размеры в мм



D муфты	B_5 (отклонение $+0,20$ $+0,15$)	L_1 (отклонение $-0,5$)	h (отклонение $-0,2$)	Масса в кг
160	28	32	10,5	0,06
200	35	40	12,5	0,10

Материал: сталь ШХ15. Твердость HRC 58—64.
Отклонения свободных размеров — по 7-му классу точности.
Пример обозначения сухаря для муфты $D = 160$ мм:

Сухарь 160/9 МН 3—61

18. Технические данные обгонных роликовых муфт

Технические показатели	Диаметр муфт D										
	32	40	50	65	80		100		125	160	200
	Количество роликов										
	3				5	3	5				
Передаваемый крутящий момент $M_к$ в $кГ \cdot см$	25	45	85	165	330	550	700	1200	2100	3900	7700
Наибольшее рекомендуемое число циклов включений в минуту	250	200	160	125	100		80		65	50	40
Рекомендуемое наибольшее число оборотов в минуту при обгоне	3000	2500	2000	1500	1250		1000		800	630	500
Наибольший допускаемый крутящий момент от сил трения при обгоне в $кГ \cdot см$	1,2	2,2	4,2	5	10	17	21	24	42	78	160
Наибольший угол холостого поворота муфты при включении (угол проскальзывания)	3°		2°30′		1°30′		1°		45′		30′

Общее число циклов нагружения муфты (число включений) до $5 \cdot 10^8$.

При большем числе включений и передаче максимального для данного типоразмера крутящего момента вследствие износа рабочих поверхностей ступицы, обоймы и ролика может начаться проскальзывание муфты.

Передаваемый крутящий момент $M_к$ указан для условий максимального числа циклов включения и числа оборотов в минуту. При уменьшении числа циклов включения и числа оборотов $M_к$ может быть увеличен до 20%.

Расчет геометрических параметров ненормализованной обгонной муфты (рис. 7)

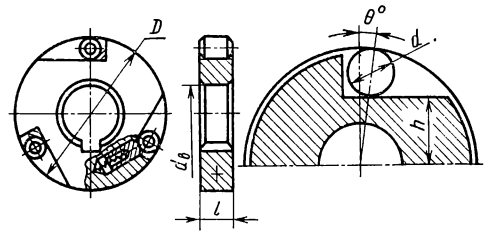


Рис. 7

Наибольший крутящий момент в $кГ \cdot см$	$M_к$
Количество роликов	z
Расчетный диаметр ролика в $см$	$d_р = 0{,}27\sqrt[3]{\frac{M_к}{z}}$
Принятый диаметр ролика в $см$	d
Диаметр поверхности зажима обоймы в $см$	$D \approx 8d$
Длина ролика в $см$	$l = 1{,}5d$
Высота опорной поверхности в $см$	$h = 0{,}496\,(D - d) - 0{,}5d$
Ориентировочное значение диаметра вала в $см$	$d_в = 0{,}2\sqrt[3]{M_к}$

Указания по монтажу

1. Обойму муфты монтируют в достаточно прочный и жесткий корпус. Точность отверстия в корпусе должна быть в пределах допусков 2-го класса системы отверстия.

Чем меньше требуемый угол поворота муфты в процессе заклинивания, тем более жестким должен быть корпус.

2. Повышению точности работы муфты (уменьшению угла проскальзывания) способствует увеличение радиуса размещения роликов, т. е. увеличение диаметра муфты и уменьшение нагрузки — снижение передаваемого крутящего момента.

3. Работоспособность муфты в значительной степени зависит от соосности обоймы и ступицы. При несоосности нагрузка между роликами распределяется неравномерно. Кроме того, появляется дополнительная нагрузка на опоры.

Отклонение от соосности для муфты с $D < 80$ *мм* не должно превышать 0,02 *мм*, а для муфт свыше 80 *мм* — 0,03 *мм*, что составляет приблизительно 60% допускаемого суммарного радиального отклонения муфты. Перекос осей ступицы и обоймы не должен превышать 0,01 : 100.

4. Рабочую длину шпонки, соединяющей ступицу муфты с валом, при значениях передаваемого $M_к$, близких к максимальным, рекомендуется принимать равной длине ступицы.

5. Ролики муфты должны быть постоянно смазаны, лучше использовать масло маловязких сортов, например, индустриальное 20 (веретенное 3) по ГОСТу 1707—51. Более вязкие сорта способствуют увеличению потерь при обгонном вращении, вязкость смазки должна повышаться с увеличением нагрузки муфт.

Чистота масла должна поддерживаться надежной фильтрацией или сменой его не реже одного раза в 4—6 месяцев.

6. Нижнюю щеку или заменяющую ее деталь при установке муфты на вертикальных валах рекомендуется подвергать термической обработке до твердости *HRC* 40—50.

ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ МУФТЫ

Эти муфты служат для ограничения передаваемого момента и предохранения частей механизмов от поломок при перегрузках, превышающих расчетные.

Втулочные муфты со срезным штифтом.

Размеры муфты (рис. 8) принимают

$$L = (3 \div 5)\, d_в;$$

$$D = (1{,}5 \div 1{,}8) d_в$$

или берут из табл. 1.

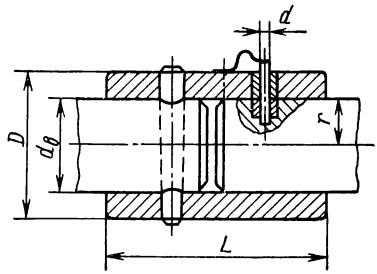


Рис. 8

Исходными данными являются:

1. Наибольший номинальный крутящий момент, передаваемый муфтой, $M_{ном}$ в $кГ \cdot см$.

2. Расчетный крутящий момент срабатывания муфты $M_к$ в $кГ \cdot см$, во избежание случайных выключений муфты берут $M_к = 1{,}25\ M_{ном}$.

3. Радиус расположения поверхности среза r в *см*.

4. Материал предохранительного штифта: среднеуглеродистая сталь.

5. Предел прочности на разрыв (в зависимости от марки стали штифта) $\sigma_в$ в $кГ/см^2$.

При расчете коэффициент пропорциональности K между пределами прочности на срез и на разрыв берут из табл. 19.

При проектировочном расчете для выбора K предварительно задается d.

Расчетный предел прочности на срез штифта

$$\tau_{ср} = K\sigma_в \ кГ/см^2.$$

Диаметр предохранительного штифта (проектировочный расчет)

$$d = \sqrt{\frac{4M_к}{\pi r \tau_{ср}}} \ см.$$

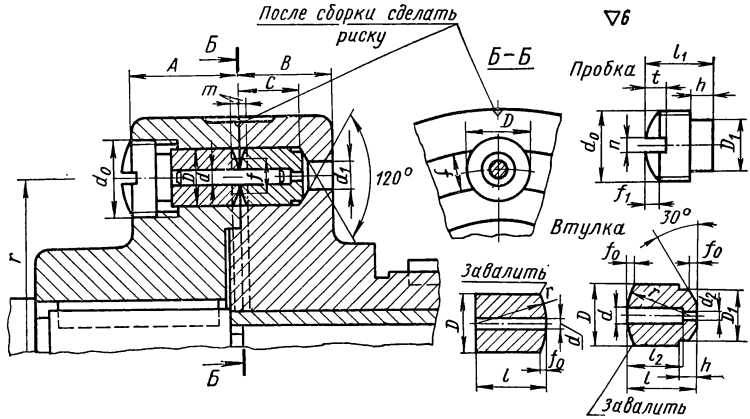
19. Коэффициент пропорциональности K

Диаметр штифта d в *мм*	Материал штифта		Штифт с V-образной канавкой
	средней вязкости ($\varepsilon = 12 \div 17\%$)	вязкий ($\varepsilon = 20 \div 22\%$)	
2—3	0,8—0,78	0,81—0.80	0,8—0,9
4—5	0,72—0,68	0,76—0,75	0,8—0,9

В таблице приведены значения K для муфт с осевым расположением штифтов; при радиальном расположении штифта коэффициент K увеличивать на 5—10%.

20. Дисковые муфты со срезным штифтом
(по нормали станкостроения)

Размеры в *мм*



Наименьшее срезывающее усилие P в $кГ$	d (отклонение по A)	d_0	d_1	D (отклонение по $\frac{A}{C}$)	A	B	C	f	m	$l-0{,}1$	l_1	l_2	D_1	d_2	f_0	f_1	r	$t=h$	n
70 130	1,5 2	M16	5	10	22	16	11	8	1	12	11,5	10	8	1	1	1,5	5	3	1,5
290 530 825	3 4 5	M20	8	15	30	25	17	10	1,5	18	14	15	12	2 3 4	1,5	2	8	4	2
1200 2100 3300	6 8 10	M30	12	25	50	45	26	16	2	28	24,5	24	22	5 6 8	2	2,5	12	6	4

Штифты цилиндрические по ГОСТу 3128—70: 1,5$Г$×18; 2$Г$×18; 3$Г$×18; 4$Г$×30; 5$Г$×30; 6$Г$×45; 8$Г$×45; 10$Г$×45.

Материал: втулок — сталь 40Х; твердость *HRC* 48; пробок — сталь 30; твердость *HRC* 35.

Предельный крутящий момент, при котором происходит срез штифта (проверочный расчет),

$$M_к = \frac{\pi d^2 r \tau_{ср}}{4} \text{ кГ·см}.$$

Предохранительные пружинно-кулачковые муфты (рис. 9) рассчитывают на контактную прочность и изгиб так же, как и сцепные кулачковые муфты.

Допускаемый крутящий момент по контактным напряжениям в *кГ·см*

$$M_к = 0{,}5Dzbhp,$$

где D — средний диаметр кулачков в *см*, обычно D выбирают в пределах 1,25—2,5 диаметра вала; z — число кулачков; b — ширина кулачков в *см*; h — высота кулачков в *см*; p — допускаемое номинальное давление принимают равным 300 *кГ/см²*,

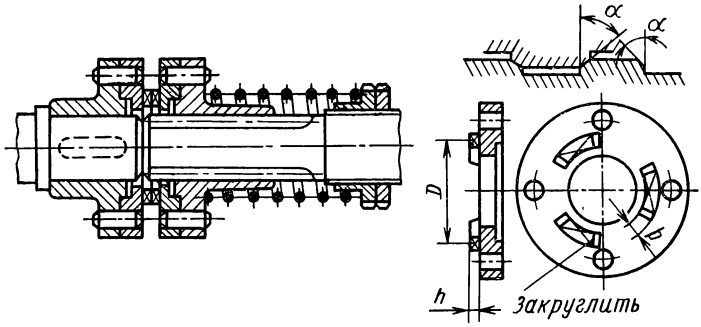


Рис. 9

Допускаемый крутящий момент по изгибу (определяют для кулачков с плоскими гранями при $z > 11$)

$$M_и = \frac{Dz'b\,[\sigma_{из}]\,l^2}{6h},$$

где z' — расчетное число кулачков, равное $\frac{1}{2} \div \frac{1}{3}$ общего числа кулачков; $[\sigma_{из}]$ — допускаемое напряжение на изгиб в *кГ/см²*; выбирают по пределу текучести с запасом не ниже 1,5; l — толщина кулачков у основания в *см*; при беззазорном сцеплении

$$l = \frac{\pi D}{2z} + h \operatorname{tg} \alpha,$$

где α — угол наклона рабочих граней практически принимают не более 65°.

Потребную силу сжатия пружины $P_{пр}$ в *кГ* для передачи крутящего момента определяют из следующих уравнений:

$$P_{пр} = \frac{2M_p}{D} \operatorname{tg} \alpha; \qquad (1)$$

$$P_{пр} = \frac{2M_p}{D}\left[\operatorname{tg}(\alpha - \rho_1) - \frac{D}{d} f_2\right], \qquad (2)$$

где M_p — расчетный крутящий момент в *кГ·см*; $M_p = 1{,}3\ M_{ном}$ ($M_{ном}$ — наибольший номинальный крутящий момент); D — средний диаметр кулачков в *см*; α — угол наклона рабочих граней в *град*; ρ_1 — угол трения между кулачками (для стали 5—6°); f_2 — коэффициент трения в шлицевом (шпоночном) соединении (для стали 0,15—0,16); d — диаметр вала в *см*.

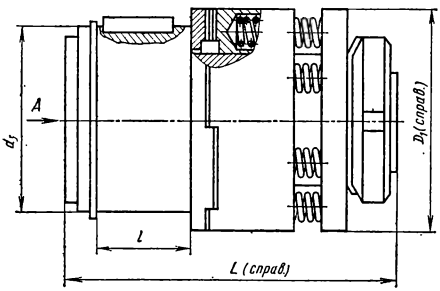
Формула (1) не учитывает сил трения в кулачках и в шлицевом соединении, что соответствует работе муфты при длительной перегрузке. При мгновенных перегрузках предполагается действие сил трения и расчет ведут по формуле (2).

Для надежности работы муфты кромки кулачков следует закруглять.

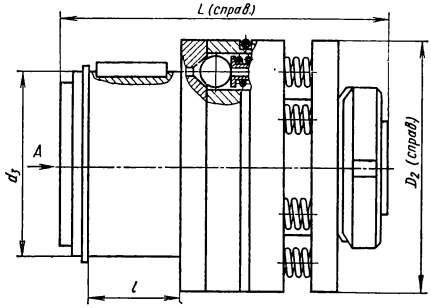
21. Кулачковые, шариковые

Назначение: передача крутящего момента от 0,25 до 33,7 *кГ · м*; исполнения: 1 — с

Предохранительная кулачковая муфта по ГОСТу 15620—70



Предохранительная шариковая муфта по ГОСТу 15621—70



Разме

Кулачковая муфта			Шариковая муфта			Фрикционная муфта		
Обозначение исполнения		D_1 (справочный)	Обозначение исполнения		D_2 (справочный)	Обозначение исполнения		D_3 (справочный)
1	2		1	2		1	2	
1-42×12	2-42×11	42	1-45×12	2-45×11	45	1-50×12	2-50×11	50
1-42×14			1-45×14			1-55×14	2-55×11	55
1-52×16	2-52×13	52	1-60×16	2-60×13	60	1-60×16	2-60×13	60
1-52×18	—		1-60×18	—		1-65×18	2-65×16	65
1-65×20	2-65×18	65	1-75×20	2-75×18	75	1-80×20	2-80×18	80
1-65×22	—		1-75×22	—		1-90×22	2-90×21	90
1-80×25	2-80×26	80	1-90×25	2-90×26	90	1-100×25	2-100×26	100
1-80×28	—		1-90×28	—		1-110×28	2-110×26	110
1-95×32	2-95×32	95	1-105×32	2-105×32	105	1-120×32	2-120×32	120
1-95×36	—		1-105×36	—		1-120×36	2-120×36	
1-110×40	2-110×42	110	1-120×40	2-120×42	120	1-135×40	2-135×42	135
1-110×45	—		1-120×45	—		1-135×45		
1-125×50	2-125×46	125	1-140×50	2-140×46	140	1-150×50	2-150×46	150

Размеры в скобках для d_1, d_2 и b_1 относятся к исполнению 2 только фрикционных

Примеры обозначений:

кулачковой муфты с $D = 42$ мм и $d = 12$ мм, исполнения 1:
Муфта 1-42×12 ГОСТ 15620—70;

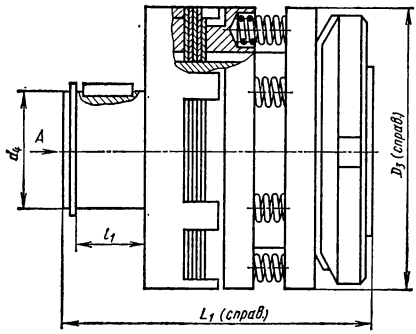
шариковой муфты с $D = 45$ мм и $d_2 = 11$ мм, исполнения 2:
Муфта 2-45×11 ГОСТ 15621—70;

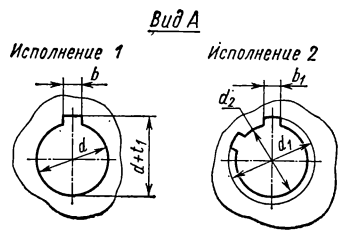
фрикционной муфты с $D = 50$ мм и $d = 12$ мм, исполнения 1:
Муфта 1-50×12 ГОСТ 15622—70.

и фрикционные муфты

гладкими отверстиями и шпоночными пазами, 2 — со шлицевыми отверстиями

Предохранительная фрикционная муфта по ГОСТу 15622—70





ры в *мм*

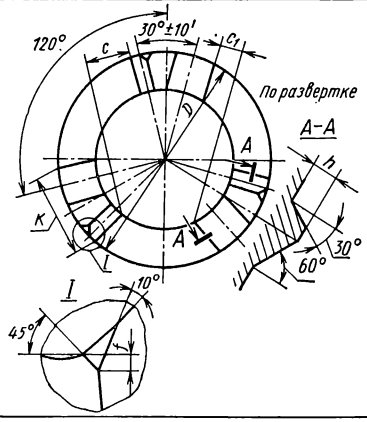
Общие размеры											Фрикционная муфта		
	Исполнение 1		Исполнение 2										
d (отклонение по A)	b (отклонение по A_3)	$d+t_1$ (отклонение по A_5)	d_1 (отклонение по A)	d_2 (отклонение по A_5)	b_1 (отклонение по U_3)	Число зубьев z	d_3 (отклонение по H)	L (справочный)	l	Пределы регулирования крутящего момента в $кГ \cdot м$	d_4 (отклонение по H)	L_1 (справочный)	l_1
12	4	13,8	14	11	3	6	36	70	14	0,25—0,34	22	65	12
14	5	16,3								0,40—0,55	25	70	14
16		18,3	16	13	3,5		45	80	18	0,63—0,85	28	75	16
18	6	20,8	(20)	(16)	(4)					1,00—1,35	30	80	18
20		22,8	22	18	5		55	95	22	1,60—2,10	32	90	20
22		24,8	(25)	(21)	(5)					2,50—3,30	36	100	22
25	8	28,3	32	26	6		65	110	30	4,00—5,30	40	110	25
28		31,3	(32)	(26)	(6)					6,30—8,40	45	120	30
32	10	35,3	38	32	6	8	75	130	36	10—13,1	55	140	38
36		39,3	(42)	(36)	7								
40	12	43,3	48	42	8		85	150	45	16—21,6	70	160	48
45	14	48,8	(48)	(42)	(8)								
50		53,8	54	46	9		100	170	55	25—33,7	90	180	60

муфт.

22. Расположение и размеры кулачков предохранительных муфт

Основные размеры кулачковых предохранительных муфт те же, что и основные размеры кулачковых сцепных муфт (см. стр. 124).

Размеры в *мм*



D	h	C	C_1	K	f
40	4	10,35	6,55	14,73	0,5
45	4	11,22	7,44	16,03	0,5
50	4	12,09	8,33	17,33	0,5
55	4	13,39	9,66	18,63	0,5
60	6	14,66	8,93	22,09	0,8
70	6	16,83	11,17	24,70	0,8
80	6	19,00	13,38	27,30	0,8
90	6	21,17	15,59	29,90	0,8
100	8	22,44	14,89	34,67	1,2
110	8	24,62	17,11	37,36	1,2
125	8	28,95	21,52	41,16	1,2
140	10	32,38	23,05	47,23	1,5
160	10	36,73	27,46	52,43	1,5

Грань кулачка, расположенная под углом 30°, является рабочей.

Направление вращения валов — в одну сторону, согласно расположению граней.

Усилие на кулачках:

Диаметр муфты D в *мм*	40	45	50	55	60	70	80
Усилие в $кГ$	360	435	577	735	980	1130	1487
Диаметр муфты D в *мм*	90	100	110	125	140	160	
Усилие в $кГ$	1894	2350	2856	3284	4594	6035	

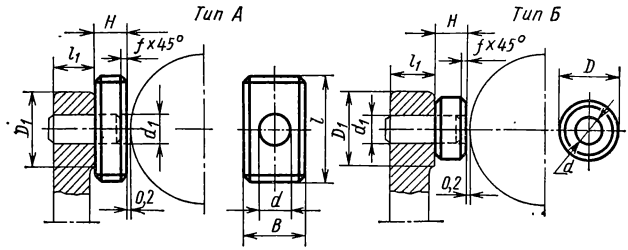
Степень вероятности включения без холостого хода:

Диаметр муфты D в *мм*	40—60	70—100	110—160
Вероятность включения в %	70	67	64

Расчетные формулы для кулачковых предохранительных муфт те же, что и кулачковых сцепных муфт (см. стр. 126).

23. Камни для перевода муфт (по нормали станкостроения)

Размеры в *мм*



B (отклонение по X_4)	D (отклонение по X_4)	D_1 наибольший	H (отклонение по $Л_4$)	d (отклонение по $Л$ системы вала)	Отверстие d_1 (отклонение по A)	l	l_1	f	Цилиндрический штиф ГОСТ 3128—70
10	14	5	5		18	8	0,5	$5Г\times12$
12	16	6	6		22	10	0,5	$6Г\times16$
16	20	8	8		28	12	1,0	$8Г\times18$
20	26	10	10		36	14	1,0	$10Г\times22$
25	32	12	13		45	16	1,5	$13Г\times25$
32	40	16	16		56	22	1,5	$16Г\times36$
40	50	20	20		70	24	2,0	$20Г\times40$
50	60	25	25		85	30	2,0	$25Г\times50$

Материал: для типа А — чугун СЧ 21-40, текстолит, бронза; для типа Б — сталь 40Х, твердость *HRC* 48.

Дополнительные источники

Диски фрикционные — МН 5656—65.

Муфты фрикционные многодисковые электромагнитные с вынесенными дисками и контактным токоподводом — МН 5657—65.

Муфты фрикционные многодисковые электромагнитные с магнитопроводящими дисками и контактным токоподводом — МН 5658—65.

Муфты фрикционные многодисковые электромагнитные с вынесенными дисками и бесконтактным токоподводом — МН 5659—65.

Муфты фрикционные многодисковые электромагнитные с магнитопроводящими дисками и бесконтактным токоподводом — МН 5660—65.

Муфты фрикционные многодисковые электромагнитные с вынесенными дисками, тормозные — МН 5661—65.

Муфты фрикционные многодисковые электромагнитные с магнитопроводящими дисками, тормозные — МН 5662—65.

Муфты фрикционные многодисковые гидравлические — МН 5663—65.

Муфты фрикционные многодисковые механические — МН 5664—65.

Щеткодержатели для электромагнитных муфт МН 5665—65.

Муфты эластичные с торообразной оболочкой — МН 5809—65.

Муфты фланцевые закрытые — МН 2728—61.

Муфты цепные однорядные со шпонками — МН 2901—61.

Муфты цепные однорядные со шлицами — МН 2902—61.

Муфты зубчатые общего назначения — ГОСТ 5006—55.

ГЛАВА IV

ЗУБЧАТЫЕ И ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Основные элементы зубчатого зацепления

Под исходным контуром цилиндрических зубчатых колес (рис. 1) подразумевают контур зубьев рейки в нормальном к направлению зубьев сечении. Радиальный зазор $c = 0{,}25m$, радиус закругления $r_i = 0{,}4m$. Допускается увеличение радиуса r_i, если это не нарушает правильности зацепления, и увеличение c до $0{,}35\ m$ при обработке колес долбяками и шеверами и до $0{,}4m$ при шлифовании зубьев.

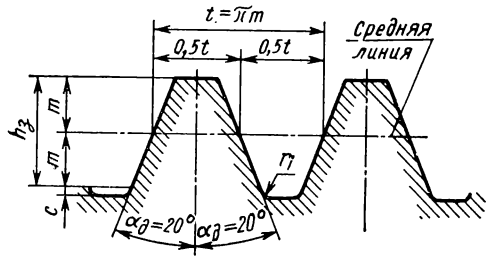


Рис. 1. Исходный контур зубчатых цилиндрических колес эвольвентного зацепления по ГОСТу 13755—68 и конических колес с прямыми и тангенциальными зубьями по ГОСТу 13754—68

Для цилиндрических колес внешнего зацепления при окружной скорости более указанной в табл. 1 применяют исходный контур с прямолинейным срезом (рис. 2) по табл. 2.

Под исходным контуром конических зубчатых колес с прямыми и тангенциальными зубьями (см. рис. 1) подразумевают контур зубьев плоского колеса в нормальном к направлению зубьев сечении. Радиальный зазор $c = 0{,}2\ m$, радиус закругления $r_i = 0{,}2m$. В технически обоснованных случаях допускается неравенство толщины зуба и ширины впадины по средней линии, изменение величин c и r_i. Допускается применять переходную кривую другой формы и исходный контур со срезом (фланком).

1. Окружная скорость колес в зависимости от их точности

Тип колес	Окружная скорость в *м/сек* при степени точности колес по ГОСТу 1643—56		
	6	7	8
Прямозубые	10	6	4
Косозубые	16	10	6

Высота среза h_c исходного контура рейки равна $0{,}45m$.

Под исходным контуром конических зубчатых колес с круговыми зубьями (рис. 3) подразумевают контур зубьев условной рейки, профиль которой и высотные размеры зубьев совпадают с одноименными элементами зубьев плоского исходного колеса в среднем нормальном сечении; шаг и толщину зубьев принимают соответственно равными окружному шагу и половине окружного шага плоского исходного колеса посередине ширины зубчатого венца, умноженный на косинус среднего угла наклона линии зубьев плоского исходного колеса; $c = r_i =$

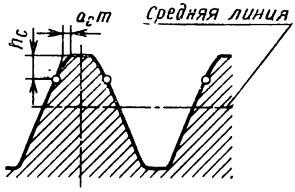


Рис. Исходный контур с прямолинейным срезом

$= 0{,}25m_n$. В технически обоснованных случаях допускается неравенство толщины зуба и ширины впадины по средней линии, изменение величин h_3, c и r_i, если это не нарушает правильности зацепления и не препятствует использованию стандартного инструмента.

Обозначения элементов зубчатого зацепления приведены в табл. 3.

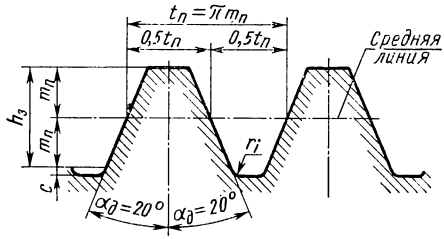


Рис. 3. Исходный контур по ГОСТу 16202—70

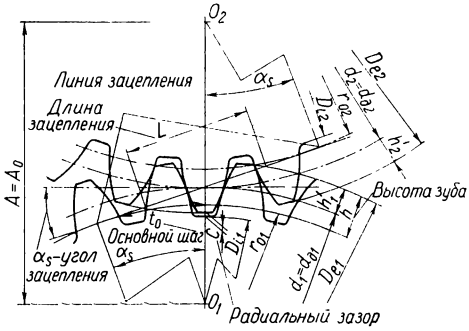


Рис. 4. Основные элементы эвольвентного зацепления

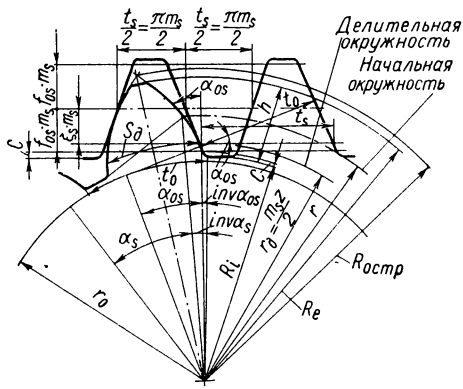


Рис. 5. Зацепление (в сечении, параллельном торцовому) корригированного зубчатого колеса с исходной производящей рейкой

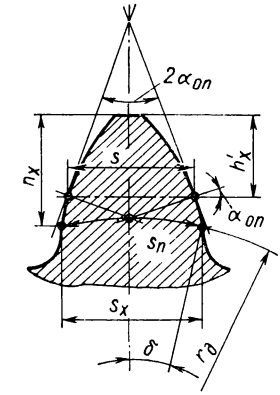


Рис. 6. Толщина зуба по постоянной хорде и делительной окружности в нормальном сечении

2. Коэффициент среза a_c в зависимости от модуля m и степени точности

Степень точности колеса по ГОСТу 1643—56						Степень точности колеса по ГОСТу 1643—56					
6		7		8		6		7		8	
m в мм	a_c	m в мм	a_c	m в мм		m в мм		m в мм		m в мм	
2—2,75	0.010	2—2,5	0.015	2—2,75	0.02	11—16	0,005	5,5—7	0.009	5,5—8	0.012
3—4,5	0,008	2,75—3,5	0.012	3—3,5	0.0175	—	—	8—11	0.008	9—16	0.010
5—10	0,006	4—5	0,010	4—5	0,015	—	—	12—20	0,007	18—25	0,009

3. Обозначения и термины

Обозначение	Термин	Рисунок	Обозначение	Термин	Рисунок
z	Число зубьев		i	Передаточное число	
$z_c\,(z_p)$	Сумма (разность) зубьев сопряженной пары колес		n	Число оборотов	
			m	Модуль зацепления	1
A	Межосевое расстояние	4	$m_n\,(m_s)$	Нормальный (торцовый) модуль $\left(m_n=\frac{t_n}{\pi};\ m_s=\frac{t_s}{\pi}\right)$	
b	Ширина зубчатого венца	8			
c	Радиальный зазор	1, 3, 4, 5			
r_i	Радиус закругления у корня зуба	1, 3			
c_n	Боковой зазор	—			
$c_n'\,(c_s')$	Коэффициент радиального зазора в нормальном (торцовом) сечении $\left(c_n'=\frac{c}{m_n};\ c_s'=\frac{c}{m_s}\right)$	—	t	Шаг зацепления (для колес $t=\frac{2\pi r_\partial}{z}$)	1
			$t_n\,(t_s)$	Нормальный (торцовый) шаг	
$c_{on}'\,(c_{os}')$	Коэффициент радиального зазора основной рейки в нормальном (торцовом) сечении	—	t_a	Осевой шаг	8
			t_o	Основной шаг	5
			$t_в$	Ход винтовой линии	
$D_e\,(R_e)$	Диаметр (радиус) окружности выступов	4, 5	s_∂	Толщина зуба по дуге делительной окружности	5
$D_i\,(R_i)$	Диаметр (радиус) окружности впадин	4, 5		Толщина зуба по хорде делительной окружности	6
$d\,(r)$	Диаметр (радиус) начальной окружности (начального цилиндра)	4, 5	s_{xn}	Толщина зуба по хорде делительного цилиндра	
$d_\partial\,(r_\partial)$	Диаметр (радиус) делительной окружности (делительного цилиндра) $d_\partial=m_s z$	4, 5	s	Толщина зуба по постоянной хорде	6
			α_∂	Угол профиля	1, 3
$d_o\,(r_o)$	Диаметр (радиус) основной окружности (основного цилиндра)	4, 5	$\alpha_n\,(\alpha_s)$	Угол профиля в нормальном (торцовом) сечении	
$f_n\,(f_s)$	Коэффициент высоты зуба в нормальном (торцовом) сечении	—	$\alpha_{on}\,(\alpha_{os})$	Угол зацепления основной рейки в нормальном (в торцовом) сечении	5
$f_{on}\,(f_{os})$	Коэффициент высоты зуба основной рейки в нормальном (торцовом) сечении	—	β_∂	Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	8
			$\xi_n\,(\xi_s)$	Коэффициент коррекции или смещения исходного контура в нормальном (торцовом) сечении	
h	Высота зуба	4			
h'	Высота головки зуба	4			
h''	Высота ножки зуба	—			
$h_з$	Глубина захода зубьев $(h_з=h_1'+h_2')$	1, 3	$\xi_{nc}\,(\xi_{sc})$	Сумма (для внутреннего зацепления — разность) коэффициентов коррекции колеса и шестерни в нормальном (торцовом) сечении	
h_x	Высота головки зуба по хорде делительной окружности	6			
h_x'	Высота головки зуба по постоянной хорде	6	M_p	Размер по роликам	7
			z_i	Фиктивное число зубьев	

Геометрический расчет зубчатых передач

Цилиндрические зубчатые передачи

Цилиндрические прямозубые некорригированные колеса ($\alpha_\partial=20°$, $f_o=1$)

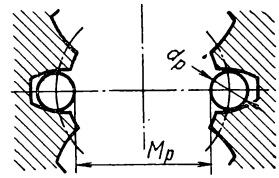
Расчет внутреннего прямозубого зацепления. Внутреннее зацепление рассчитывают по тем же формулам, что и внешнее, за исключением параметров, которые определяют следующим образом:

$$A=0{,}5\,(d_{\partial 2}-d_{\partial 1});$$

$$D_{e2}=d_{\partial 2}-2m;$$

s_2 и h_{x_2} не подсчитывают, а размер зуба определяют по роликам. Расстояние между роликами для некорригированного колеса (рис. 7):

Рис. 7. Измерение колеса с внутренним зацеплением



четное число зубьев $M_p = mz - d_p$

нечетное число зубьев $M_p = mz \cos\frac{90°}{z} - d_p$

При этом профильный угол инструмента $\alpha_\partial = 20°$ и коэффициент смещения исходного контура $\xi = 0$.

Для некорригированных колес диаметр измерительного ролика берут в зависимости от m:

m	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10
d_p	1,476	1,845	2,214	2,952	3,690	4,428	5,904	7,380	8,856	11,808	14,760

Для корригированных колес диаметр измерительного ролика

$$d_p = \frac{s}{\cos 20°},$$

где $s = s'm$; s' по табл. 65. При этом его центр должен лежать на делительной окружности.

4. Формулы и пример расчета внешнего зацепления

Линейные размеры в *мм*

Искомое	Формула или порядок выбора	Числовое значение
	Задаются или выбирают в соответствии с расчетом зубьев на прочность, требованием кинематики и конструктивным соображениям	20 30
m	Определяют расчетом на прочность и округляют до ближайшего большего по ГОСТу 9563—60. Предпочтительный ряд m : 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16	3
$d_{\partial 1}$	$d_{\partial 1} = mz_1$	60
$d_{\partial 2}$	$d_{\partial 2} = mz_2$	90
A	$A = 0{,}5\,(d_{\partial 1} + d_{\partial 2})$	75
D_{e1} D_{e2}	$D_{e1} = d_{\partial 1} + 2m$ $D_{e2} = d_{\partial 2} + 2m$	66 96
	$s_1 = s_2 = 1{,}387m$	4,16
h'_{x1}, h'_{x2}	$h'_{x1} = h'_{x2} = 0{,}748m$	2,24

Допуски на изготовление прямозубых и узких косозубых $\left(b \leqslant \frac{4m_n}{\sin \beta_\partial}\right)$ **цилиндрических колес**

5. Область применения зубчатых передач в зависимости от степени точности колес

Степень точности колес	Механизмы, в которых применяются колеса	Окружная скорость в *м/сек*
6 (высокоточные)	Делительные механизмы, высокоскоростные редукторы, ответственные колеса станков и автомобилей	До 15
7 (точные)	Редукторы нормального ряда, станки и автомобили	До 10
8 (средней точности)	Тихоходные редукторы, грузоподъемные механизмы, прессовое оборудование, тракторы	До 6
9 (пониженной точности)	Слабонагруженные колеса, механизмы с ручным приводом	До 2

1. В таблице даны предельные значения окружной скорости для прямозубых колес. Для косозубых колес эти значения могут быть увеличены на 70%.

2. ГОСТ 1643—56 на допуски зубчатых цилиндрических передач[1] устанавливает 12 степеней точности цилиндрических колес.

Для степеней точности 1, 2 и 12 отклонения в стандарте не предусмотрены.

6. Отклонения диаметра D_e по окружности выступов при измерении зуба по постоянной хорде

Степень точности	Отклонения в *мкм* при диаметре делительной окружности колес в *мм*								
	До 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 200	Св. 200 до 320	Св. 320 до 500	Св. 500 до 800	Св. 800 до 1250	Св. 1250 до 2000
5 и 6	—25	—30	—35	—40	—50	—60	—80	—100	—120
7 и 8	—50	—60	—70	—80	—110	—120	—160	—200	—250

[1] С 1 января 1975 г. вводится ГОСТ 1643—72

7. Допустимое радиальное биение окружности выступов при измерении зуба по постоянной хорде для модулей свыше 1 *мм*

Степень точности	Биение в *мкм* при диаметре делительной окружности колес в *мм*							
	До 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 200	Св. 200 до 320	Св. 320 до 500	Св. 500 до 800	Св. 800 до 1250
6	12	16	20	22	26	32	40	—
7	20	25	32	36	42	50	60	70
8	32	40	50	55	65	80	100	110

8. Допуски на направление зуба δB_0, непараллельность δx и перекос δy осей

(по ГОСТу 1643—56)

Степень точности	Модуль нормальный m_n в *мм*	Отклонения в *мкм* при ширине колеса (или рейки)				
		До 55	Св. 55 до 110	Св. 110 до 160	Св. 160 до 220	Св. 220 до 320
6	Св. 1 до 16	13	15	17	19	22
7	» 1 » 30	17	19	21	24	28
8	» 1 » 30	21	24	26	30	36
9	» 1 » 30	26	30	34	38	45

δB_0 приведено для прямозубого и узкого косозубого колеса.

9. Пятно контакта

(по ГОСТу 1643—56)

Степень точности	Норма контакта в %, не менее	
	по высоте	по длине
6	50	70
7	45	60
8	40	50
9	30	40

10. Гарантированный боковой зазор

(по ГОСТу 1643—56)

Виды сопряжения	Отклонения в *мкм* при диаметре делительной окружности в *мм*							
	До 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 200	Св. 200 до 320	Св. 320 до 500	Св. 500 до 800	Св. 800 до 1250
С	0	0	0	0	0	0	0	0
Д	42	52	65	85	105	130	170	210
Х	85	105	130	170	210	260	340	420
Ш	170	210	260	340	420	530	670	850

Основным является сопряжение *Х* с нормальным гарантированным зазором.

11. Отклонения межцентрового расстояния для нормальных модулей m_n свыше 1 до 30

(по ГОСТу 1643—56)

Вид сопряжения	Отклонения в *мкм* при межцентровом расстоянии в *мм*							
	До 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 200	Св. 200 до 320	Св. 320 до 500	Св. 500 до 800	Св. 800 до 1250
С	±25	±32	±36	±42	±50	±60	±70	±80
Д	±40	±50	±55	±65	±80	±100	±110	±120
Х	±60	±80	±90	±105	±120	±160	±180	±200
Ш	±100	±120	±140	±170	±200	±250	±280	±320

12. Отклонения расстояния M_p между роликами

Степень точности	Модуль	Отклонения в *мкм* при диаметре делительной окружности колес в *мм*							
		До 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 200	Св. 200 до 320	Св. 320 до 500	Св. 500 до 800	Св. 800 до 1250
6	Св. 1 до 1,5	+330 +230	+400 +280	+450 +330	+550 +420	+680 +480	+750 +610	+960 +780	+1130 + 920
	Св. 2,5 до 6	+330 +230	+400 +280	+450 +330	+550 +420	+680 +480	+750 +610	+960 +780	+1130 + 920
	Св. 6 до 10	—	+400 +280	+450 +330	+550 +420	+680 +480	+750 +610	+960 +780	+1130 + 920
7	Св. 0,5 до 1	+120 + 70	+145 + 80	+150 + 90	+180 +105	—	—	—	—
	Св. 1 до 2,5	+400 +250	+500 +300	+560 +370	+660 +440	+840 +550	+920 +640	+1120 + 810	+1340 + 950
	Св. 2,5 до 6	+400 +250	+500 +300	+560 +370	+660 +440	+840 +550	+920 +640	+1120 + 810	+1340 + 950
	Св. 6 до 10	—	+520 +320	+560 +370	+680 +460	+840 +550	+960 +680	+1130 + 820	+1350 + 960
8	Св. 0,5 до 1	+170 + 90	+185 +105	+240 +120	+250 +135	—	—	—	—
	Св. 1 до 2,5	+420 +280	+570 +340	+600 +400	+720 +490	+870 +590	+980 +720	+1210 + 870	+1450 +1030
	Св. 2,5 до 6	+430 +290	+580 +350	+660 +460	+730 +500	+870 +590	+980 +720	+1210 + 870	+1450 +1030
	Св. 6 до 10	—	+590 +360	+660 +460	+730 +500	+890 +610	+980 +720	+1210 + 870	+1510 +1090
9	Св. 0,5 до 1	+230 +110	+270 +130	+300 +150	+310 +170	—	—	—	—
	Св. 1 до 2,5	+620 +340	+690 +400	+740 +480	+910 +570	+1120 + 680	+1200 + 800	+1480 +1000	+1800 +1200
	Св. 2,5 до 6	—	+710 +420	+740 +480	+930 +590	+1140 + 700	+1240 + 840	+1480 +1000	+1800 +1200
	Св. 6 до 10	—	—	+780 +520	+970 +630	+1140 + 700	+1240 + 840	+1520 +1040	+1800 +1200

Диаметр окружности выступов D_e для колес с внутренним зацеплением принимают по A_4.

13. Допустимое торцовое биение базового торца на 100 *мм* диаметра

Степень точности	Модуль нормальный	Биение в *мкм* при ширине колеса или полушеврона в *мм*				
		До 55	Св. 55 до 110	Св. 110 до 160	Св. 160 до 220	Св. 220 до 320
6	Св. 1 до 16	17	9	6	5	4
7	» 1 » 30	21	11	8	6	5
8	» 1 » 30	26	14	10	8	6
9	» 2,5 » 30	34	18	12	10	8

Допуск на торцовое биение базового торца заготовки равен взятому из таблицы значению, умноженному на $\frac{d_\partial}{100}$, где d_∂ — делительный размер колеса в *мм*. Например, для колеса 7-й степени точности с $d_\partial = 250$ *мм* и шириной венца 55 *мм* допуск равен $21 \cdot \frac{250}{100} \approx 52$ *мкм*.

Цилиндрические косозубые некорригированные колеса с внешним зацеплением

Схема развертки делительного цилиндра зубчатого колеса показана на рис. 8. Формулы для расчета колес приведены в табл. 14.

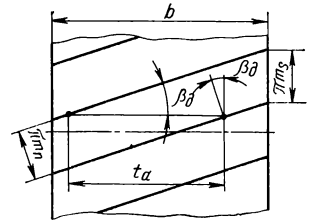


Рис. 8. Схема развертки делительного цилиндра зубчатого колеса

Зубья сцепляющихся колес должны быть наклонены в противоположные стороны (рис. 9).

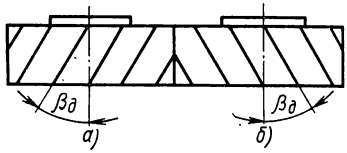


Рис. 9. Зацепление косозубых колес с параллельно расположенными валами:
а — правый наклон зуба; *б* — левый наклон зуба

Толщина зуба по длине общей нормали

Измерение толщины зубьев по длине общей нормали имеет то преимущество перед измерением по постоянной хорде, что не требуется более точного изготовления зубчатых колес по наружному диаметру.

По длине общей нормали (рис. 10) измеряют зубья косозубых колес при ширине венца $b \geqslant L \sin \beta_\partial$ (β_∂ — угол наклона зубьев на делительном цилиндре) в сечении, перпендикулярном к направлению зубьев (*I* — *I* на эскизе к табл. 14).

Длину общей нормали L для принятого нормального модуля определяют по формулам, в которые входит длина общей нормали с тем же числом зубьев z при $m_n = 1$. L_1 берут из табл. 15.

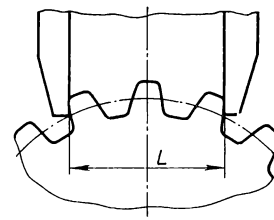
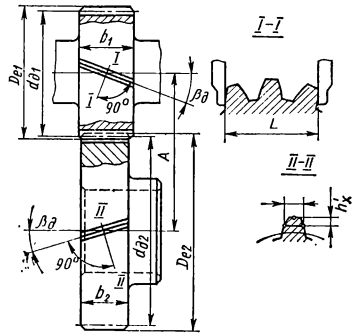


Рис. 10. Длина общей нормали

14. Формулы и пример расчета некорригированных цилиндрических косозубых колес



$m_n = 4$
$z_1 = 41$
$z_2 = 82$
$A = 250$
$b_1 = 32$
$b_2 = 26$
$\alpha_\partial = 20$

Направление зубьев шестерни — правое
Степень точности колес Ст 7 — X по ГОСТу 1643—56

Определяемая величина	Формула	Числовое значение
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре β_∂	$\cos\beta_\partial = \frac{m_n(z_1+z_2)}{2A} = 0{,}984$	$\beta_\partial = 10°15'$
Торцовый модуль m_s	$m_s = \frac{m_n}{\cos\beta_\partial}$	4,166
Диаметр делительной окружности d_∂	$d_{\partial 1} = m_s z_1$ $d_{\partial 2} = m_s z_2$	170,81 341,62
Диаметр окружности выступов D_e	$D_{e1} = d_\partial + 2m_n$ $D_{e2} = d_{\partial 2} + 2m_n$	178,81 349,62
Коэффициент для определения эквивалентного числа зубьев k	По табл. 16 с интерполированием по разности $k = 1{,}045 + \frac{0{,}009}{4}$	1,061
Эквивалентное число зубьев $z_э$	$z_{э1} = kz_1$ $z_{э2} = kz_2$	43,50 87,00
Длина общей нормали L_1 для целой части эквивалентного числа зубьев при $m_n = 1$ мм	$L_{1,1} = L_1$ L_1 — по табл. 15 (для $z = z'_{э1}$, где $z'_{э1}$ — целая часть от $z_{э1}$) $L_{1,2} = L_1$ L_1 — по табл. 15 (для $z = z'_{э2}$, где $z'_{э2}$ — целая часть от $z_{э2}$)	$L_{1,1} = 13{,}8868$ (для $z_{э1} = 43$) $L_{1,2} = 32{,}2159$ (в данном примере для $z'_{э2} = z_{э2}$)
Поправка C при $m_n = 1$ мм на дробную часть эквивалентного числа зубьев	По табл. 17 (для $z_э - z'_э = z'$)	$C_1 = 0.0070$ (в данном примере $C_2 = 0$)

Продолжение табл. 14

Определяемая величина	Формула	Числовое значение
Длина общей нормали L (номинальная)	$L_1 = m_n (L_{1,1} + C_1)$ $L_2 = m_n (L_{1,2} + C_2)$	55,58 128,86
Возможность измерения длины общей нормали при $\frac{b}{\sin \beta_\partial} > L$	$\frac{b_1}{\sin \beta_\partial}$; $\frac{b_2}{\sin \beta_\partial}$ (если окажется, что измерение невозможно, то определяют толщину зуба и высоту головки зуба по постоянной хорде, величины которых берут по табл. 19)	$123 > 55{,}58$ (возможно измерение); $140 > 128{,}86$ (возможно измерение)
Толщина зуба по постоянной хорде s	По табл. 19	5,55
Высота головки зуба по постоянной хорде h'_x	По табл. 19	2,99

Для прямозубых некорригированных колес

$$L = m_n L_1,$$

для корригированных (при принятом коэффициенте коррекции ξ)

$$L = m_n (L_1 + 0{,}684\xi).$$

Для косозубых колес длина общей нормали относится не к фактическому, а к эквивалентному числу зубьев

$$z_\partial = kz,$$

где k — коэффициент, зависящий от угла наклона β_∂, принимается по табл. 16.

Практически эквивалентное число зубьев z_∂ не бывает целым числом. Вследствие этого исходное значение длины общей нормали для $m_n = 1$ берут как сумму величины L_1 из табл. 15 для ближайшего меньшего целого числа зубьев z'_∂ и поправки C на дробную часть z' числа зубьев $z_\partial - z'_\partial$ из табл. 17. В результате для некорригированного колеса длина общей нормали

$$L = m_n (L_1 + C).$$

Отклонение длины общей нормали принимают по табл. 18 в зависимости от степени точности передачи и диаметра делительной окружности колеса.

На чертежах длину общей нормали указывают с отклонениями $L^{\Delta_в L}_{\Delta_н L}$, где $\Delta_в L$ и $\Delta_н L$ — соответственно верхнее и нижнее отклонение длины общей нормали.

15. Длина общей нормали L_1 для зубчатых колес при $m_n = 1$ мм

Число зубьев колеса z	Число зубьев, охватываемых при измерении	L_1
7		4,5263
8		4,5403
9		4,5543
10		4,5683
11		4,5823
12		4,5963
13		4,6103
14		4,6243
15		4,6383
16		4,6523
17	3	7,6184
18		7,6324
19		7,6464
20		7,6605
21		7,6745
22		7,6885
23		7,7025
24		7,7165
25		7,7305
26	4	10,6966
27		10,7106
28		10,7246
29		10,7386
30		10,7526
31		10,7666
32		10,7806
33		10,7946
34		10,8086
35	5	13,7748
36		13,7888
37		13,8028
38		13,8168
39		13,8308
40		13,8448
41		13,8588
42		13,8728
43		13,8868
44	6	16,8530
45		16,8669
46		16,8810
47		16,8950
48		16,9090
49		16,9230
50		16,9370
51		16,9510
52	7	19,9171
53		19,9311
54		19,9451
55		19,9592
56		19,9732
57	7	19,9872
58		20.0012
59		20.0152
60		20,0292
61	8	22,9953
62		23,0093
63		23,0233
64		23,0373
65		23,0513
66		23,0654
67		23,0794
68		23,0934
69		23,1074
70	9	26,0735
71		26,0875
72		26,1015
73		26,1155
74		26,1295
75		26,1435
76		26,1575
77		26,1715
78	10	29,1377
79		29,1517
80		29,1657
81		29,1797
82		29,1937
83		29,2077
84		29,2217
85		29,2357
86		29,2490
87	11	32,2159
88		32,2299
89		32,2439
90		32,2579
91		32,2719
92		32,2859
93		32,2999
94		32,3139
95		32,3279
96	12	35,2940
97		35,3080
98		35,3220
99		35,3361
100		35,3501
101		35,3641
102		35,3781
103		35,3921
104	13	38,3582
105		38,3722
106		38,3862
107	13	38,4002
108		38,4143
109		38,4283
110		38,4423
111		38,4563
112		38,4703
113	14	41,4364
114		41,4504
115		41,4644
116		41,4784
117		41,4924
118		41,5064
119		41,5204
120		41,5344
121		41,5485
122	15	44,5146
123		44,5286
124		44,5426
125		44,5566
126		44,5706
127		44,5846
128		44,5985
129		44,6126
130	16	47,5788
131		47,5928
132		47,6068
133		47,6208
134		47,6348
135		47,6488
136		47,6628
137		47,6768
138		47,6908
139	17	50,6569
140		50,6709
141		50,6849
142		50,6989
143		50,7129
144		50,7270
145		50,7410
146		50,7550
147		50,7690
148	18	53,7351
149		53,7491
150		53,7631
151		53,7771
152		53,7911
153		53,8051
154		53,8192
155		53,8332
156	19	56,7993
157		56,8133
158		56,8273
159		56,8413
160		56,8553
161		56,8693
162		56,8833
163		56,8973
164		56,9113
165	20	59,8775
166		59,8915
167		59,9055
168		55,9195
169		59,9335
170		59,9475
171		59,9615
172		59,9755
173		59,9895
174	21	62.9557
175		62,9697
176		62,9837
177		62.9977
178		63,0117
179		63,0257
180		63,0397
181		63,0537
182		63,0677
183	22	66,0338
184		66,0479
185		66,0619
186		66,0759
187		66,0899
188		66,1039
189		66,1179
190		66,1319
191	23	69,0980
192		69,1120
193		69,1260
194		69,1400
195		69,1540
196		69,1680
197		69,1820
198		69,1961
199	24	72,1722
200		72,1762
201		72,1902
202		72,2042
203		72,2182
204		72,2322
205		72,2462

16. Коэффициент k для определения эквивалентного числа зубьев косозубых колес

β_∂	k	Разность	β_∂	k	Разность	β_∂	k	Разность	β_∂	k	Разность
1	1,000	0,002	16	1,119	0,015	31	1,548	0,044	46	2,773	0,132
2	1,002	0,002	17	1,136	0,017	32	1,595	0,047	47	2,916	0,143
3	1,004	0,002	18	1,154	0,018	33	1,646	0,051	48	3,071	0,155
4	1,007	0,003	19	1,173	0,019	34	1,700	0,054	49	3,239	0,168
5	1,011	0,004	20	1,194	0,021	35	1,758	0,058	50	3,423	0,184
6	1,016	0,005	21	1,216	0,022	36	1,820	0,062	51	3,623	0,200
7	1,022	0,006	22	1,240	0,024	37	1,887	0,067	52	3,843	0,220
8	1,028	0,006	23	1,266	0,026	38	1,959	0,072	53	4,083	0,240
9	1,036	0,008	24	1,293	0,027	39	2,036	0,077	54	4,347	0,264
10	1,045	0,009	25	1,323	0,030	40	2,119	0,083	55	4,638	0,291
11	1,054	0,009	26	1,354	0,031	41	2,207	0,088	56	4,958	0,320
12	1,065	0,011	27	1,388	0,034	42	2,303	0,096	57	5,312	0,354
13	1,077	0,012	28	1,424	0,036	43	2,408	0,105	58	5,703	0,391
14	1,090	0,013	29	1,462	0,038	44	2,520	0,112	59	6,138	0,435
15	1,104	0,014	30	1,504	0,042	45	2,641	0,121	60	6,623	0,485

Для промежуточных значений β_∂ величины k определяют интерполяцией по разностям.

17. Поправка C на длину общей нормали L_1 для дробной части z' эквивалентного числа зубьев косозубых колес

	0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
0,0	0.0000	0,0001	0.0003	0,0004	0.0006	0,0007	0,0008	0,0010	0,0011	0,0013
0,1	0.0014	0,0015	0,0017	0,0018	0,0020	0,0021	0,0022	0,0024	0,0025	0,0027
0,2	0.0028	0,0029	0.0031	0,0032	0,0034	0,0035	0.0036	0,0038	0,0039	0,0041
0,3	0.0042	0,0043	0.0045	0.0046	0,0048	0.0049	0,0051	0,0052	0,0053	0,0055
0,4	0.0056	0.0057	0.0059	0.0060	0,0061	0,0063	0.0064	0,0066	0,0067	0,0069
0,5	0.0070	0,0071	0.0073	0,0074	0,0076	0,0077	0,0079	0,0080	0,0081	0,0083
0,6	0.0084	0,0085	0,0087	0,0088	0,0089	0,0091	0,0092	0,0094	0,0095	0,0097
0.7	0.0098	0.0099	0,0101	0,0102	0,0104	0,0105	0,0106	0,0108	0,0109	0,0111
0,8	0.0112	0,0114	0.0115	0,0116	0,0118	0,0119	0,0120	0,0122	0,0123	0,0124
0,9	0,0126	0,0127	0,0129	0,0130	0,0132	0,0133	0,0135	0,0136	0,0137	0,0139

18. Отклонения [1] длины общей нормали

Степень точности	Для всех нормальных модулей m_n	Отклонения в *мкм* при диаметре делительной окружности колеса в *мм*							
		До 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 200	Св. 200 до 320	Св. 320 до 500	Св. 500 до 800	Св. 800 до 1250
6	$\Delta_в L$	−80	−85	−120	−130	−165	−205	−260	−300
	$\Delta_н L$	−110	−120	−165	−180	−220	−265	−325	−380
7	$\Delta_в L$	−85	−100	−125	−145	−185	−220	−280	−325
	$\Delta_н L$	−125	−145	−175	−195	−260	−300	−360	−430
8	$\Delta_в L$	−100	−120	−140	−180	−210	−260	−320	−370
	$\Delta_н L$	−155	−185	−215	−265	−310	−380	−465	−540

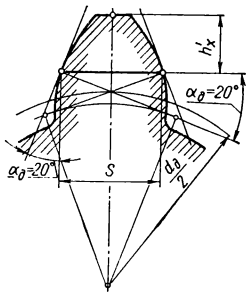
[1] Для элемента с внутренним зубом отклонения со знаком +.

Толщина зуба по постоянной хорде

Когда трудно или невозможно измерить толщину зуба по длине общей нормали, ее измеряют по постоянной хорде (например, у прямозубых и косозубых колес с диаметром $d_\partial > 1000$ *мм* и у косозубых колес с шириной венца $b \leqslant L \sin \beta_\partial$). Не рекомендуется измерять по постоянной хорде толщину зубьев с модулем $m_n < 2{,}5$ *мм*.

Для некорригированных колес со стандартным профилем основной рейки (угол профиля $\alpha_\partial = 20°$, коэффициент высоты зуба $f = 1$) толщина зубьев по постоянной хорде приведена в табл. 19.

19. Толщина зубьев по постоянной хорде для некорригированных колес в *мм*



m_n в *мм*	1	1,25	1,5	2	2,5	3	3,5
s	1,387	1,734	2,081	2,774	3,468	4,161	4,855
h'_x	0,748	0,935	1,121	1,495	1,869	2,243	2,617
m_n в *мм*	4	5	6	7	8	9	10
s	5,548	6,935	8,323	9,710	11,097	12,484	13,871
h'_x	2,990	3,738	4,486	5,223	5,981	6,728	7,476

Табличные данные определены по формулам:
для постоянной хорды $s = 1{,}387\ m_n$;
для высоты головки $h'_x = 0{,}748\ m_n$.

Для корригированных колес со стандартным профилем основной рейки (при принятом коэффициенте коррекции в нормальном сечении ξ)

$$s_{кор} = s + 0{,}643\xi m_n,$$

$$h'_{x\,кор} = h'_x + 0{,}883\xi m_n.$$

Отклонения толщины зуба приведены в табл. 20.

Цилиндрические винтовые зубчатые передач

Винтовые передачи применяют при перекрещивающихся валах.

Для винтового цилиндрического колеса сохраняют силу все зависимости, связывающие между собой основные размеры цилиндрического косозубого колеса.

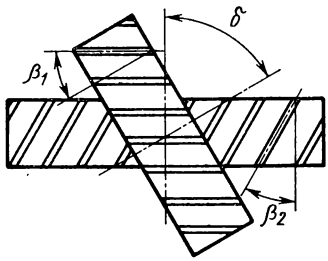


Рис. 11. Винтовые передачи, сцепляющиеся под углом

Зацепление двух винтовых колес с односторонним наклоном зубьев и углами β_1 и β_2 происходит с межосевым углом δ (рис. 11).

Возможно сцепление винтовых колес и при наклоне зубьев в противоположные стороны; в этом случае

$$\delta = \beta_2 - \beta_1.$$

Однако такое сцепление следует по возможности не применять, так как при этом получается меньший к. п. д.

20. Отклонения толщины зуба по постоянной хорде при контроле на базе наружного цилиндра

Степень точности и вид сопряжения	m_n в мм	Отклонения в мкм при диаметре делительной окружности колеса в мм							
		До 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 200	Св. 200 до 320	Св. 320 до 500	Св. 500 до 800	Св. 800 до 1250
6X	Св. 1 до 2,5	— 75 —125	— 95 —160	—110 —175	—140 —215	—160 —250	—205 —295	—250 —350	—305 —435
	Св. 2,5 до 6	— 75 —125	— 95 —160	—110 —175	—140 —215	—160 —250	—205 —295	—260 —360	—305 —435
	Св. 6 до 10	—	— 95 —160	—115 —180	—140 —215	—160 —250	—205 —295	—260 —360	—305 —435
	Св. 10 до 16	—	—	—115 —180	—140 —215	—160 —250	—205 —295	—260 —360	—305 —435
7X	Св. 1 до 2,5	— 80 —145	— 95 —185	—115 —205	—140 —240	—160 —290	—205 —335	—260 —415	—305 —485
	Св. 2,5 до 6	— 80 —145	— 95 —185	—115 —205	—140 —240	—175 —305	—205 —335	—260 —415	—305 —485
	Св. 6 до 10	—	—100 —190	—115 —205	—145 —245	—175 —305	—220 —350	—260 —415	—305 —485
	Св. 10 до 16	—	—	—115 —205	—145 —245	—185 —315	—220 —350	—260 —415	—305 —485
8X	Св. 1 до 2,5	— 85 —175	—100 —230	—115 —245	—145 —300	—175 —355	—220 —400	—260 —495	—305 —595
	Св. 2,5 до 6	— 90 —180	—100 —230	—125 —255	—145 —300	—175 —355	—220 —400	—260 —495	—305 —595
	Св. 6 до 10		—110 —240	—125 —255	—145 —300	—185 —365	—220 —400	—260 —495	—330 —620
	Св. 10 до 16	—	—	—130 —260	—155 —310	—185 —365	—220 —400	—275 —510	—330 —620
9X	Св. 2,5 до 6	— 95 —225	—110 —290	—130 —310	—155 —390	—185 —475	—220 —510	—280 —630	—330 —770
	Св. 6 до 10	—	—115 —295	—130 —310	—160 —395	—190 —480	—235 —525	—280 —630	—330 —770
	Св. 10 до 16	—	—	—145 —325	—175 —410	—190 —480	—235 —525	—290 —640	—330 —770

В таблице приведены наименьшие и наибольшие отклонения для внешнего зацепления, для внутреннего зацепления эти отклонения будут со знаком «+».

Максимальный к. п. д. пары будет при

$$\beta_1 = \frac{\delta}{2} + \frac{\rho}{2} \quad \text{и} \quad \beta_2 = \frac{\delta}{2} - \frac{\rho}{2},$$

где ρ — угол трения, равный 4—8°.

Передаточное отношение обычно принимают $i = 1 \div 4$.

Конструкция цилиндрических зубчатых колес

Литые стальные и чугунные колеса. Толщина δ_0 обода литого колеса (рис. 12) должна быть возможно меньшей, чтобы она не отличалась значительно от толщины спиц. Минимальная толщина

$$\delta_0 = (1{,}5m_s + 5)\sqrt[3]{\frac{z}{150}} \text{ мм},$$

где m_s — торцовый модуль в *мм*; z — число зубьев колеса.

Формула действительна при наличии на ободе ребер жесткости высотой h не менее δ_0; рекомендуется принимать $h = 2\delta_0$. Толщину ребра следует брать примерно $(0{,}8 \div 1)\,\delta_0$. При ширине литого колеса $b < \frac{d_\partial}{12}$ его выполняют одно-

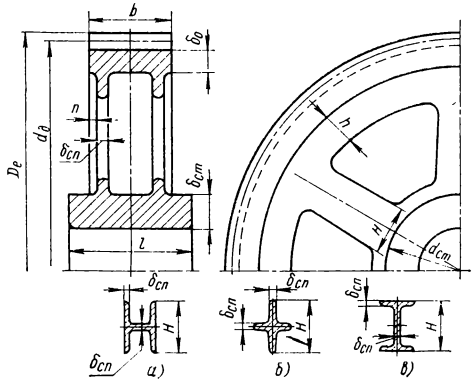


Рис. 12. Форма спиц

дисковым или со спицами овального сечения, а при большей ширине — со спицами, показанными на рис. 13.

При $D_e < 1000$ *мм* и $b = 100 \div 200$ *мм* спицы выполняют Н-образными (рис.

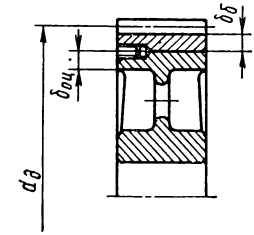


Рис. 13. Конструкция бандажированных цилиндрических колес

12, *а*), крестообразными (рис. 12, *б*) и двутавровыми (рис. 12, *в*). Н-образные спицы предпочтительнее, так как в отливках остаточные напряжения получаются меньше. Колеса с $D_e < 2500$ *мм* выполняют с шестью спицами.

Н спицы с Н-образным сечением при толщине ее стенки $(0{,}8 \div 1)\,\delta_б$ (большие значения относятся к $\frac{b}{m_s} > 25$) принимают

$$H \geqslant 10m_s \sqrt[3]{\frac{b}{10m_s}\left(\frac{z}{150}\right)^2}$$

Если при найденном H спицы не умещаются на ступице, то его следует выбрать из условия сопряжения спиц со ступицей (например, при шести спицах $H \approx 0{,}6d_{ст}$, где $d_{ст}$ — диаметр ступицы) и рассчитать на изгиб по изгибающему моменту $M_{сп} \approx 0{,}1\,Pd_\partial$ (здесь P — окружное усилие). Суживать спицы к ободу следует не больше чем на 20%. Ширина края обода, не поддерживаемая спицами, $n \leqslant 0{,}15b$.

Толщина ступицы

$$\delta_{ст} = (1{,}4\sqrt{d_в} + 1{,}2m_s - 5)\left(1 + \frac{300 - z}{3000}\right),$$

где $d_в$ — диаметр отверстия ступицы в *мм*.

Длина ступицы $l = (1{,}5 \div 2)\, d_в$, но не меньше ширины колеса b.

Бандажированные колеса. Толщина бандажа (рис. 13)

$$\delta_б = (2{,}4m_s + 10)\sqrt{\frac{z}{150}} \quad \text{при} \quad z < 150;$$

$$\delta_б = 0{,}016d_д + 10 \quad \text{при} \quad z \geqslant 150,$$

где m_s и $d_д$ в *мм*.

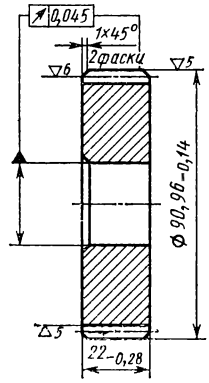
Толщина обода чугунного центра $\delta_{оц} \approx \delta_б$. Для предохранения бандажа от проворачивания или сдвига с центра с каждой стороны колеса ввинчивают 3—6 стопорных винтов диаметром (0,5 ÷ 0,6) $\delta_б$ и длиной, равной трехкратному диаметру.

Размеры спиц и ступицы центров такие же, как для литых колес. Однодисковая конструкция предпочтительна при окружной скорости $v > 10$ *м/сек* вследствие меньших потерь масла на разбрызгивание.

21. Рекомендуемые натяги для стальных бандажей зубчатых колес и чугунных центров

Номинальный диаметр D в *мм*	Отклонение в *мкм*				Натяг в *мкм*	
	отверстия		вала			
	нижн.	верхн.	верхн.	нижн.	наиб.	наим.
Св. 500 до 600	0	+ 80	+ 560	+ 480	560	400
» 600 » 700	0	+125	+ 700	+ 575	700	450
» 700 » 800	0	+150	+ 800	+ 650	800	500
» 800 » 1000	0	+200	+ 950	+ 750	950	550
» 1000 » 1200	0	+275	+1200	+ 925	1200	650
» 1200 » 1500	0	+375	+1500	+1125	1500	750

22. Пример выполнения чертежа зубчатого венца цилиндрического зубчатого колеса с прямыми зубьями

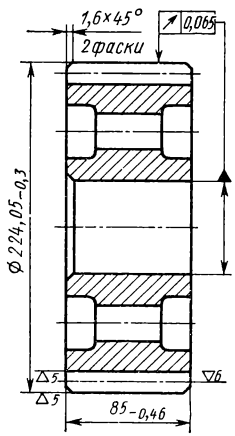


Модуль		2
Число зубьев	z	42
Исходный контур	—	ГОСТ 13755—68
Коэффициент смещения исходного контура	ξ	+0,8
Степень точности по ГОСТу 1643—56	—	Ст. 8-7-7-Х
Диаметр делительной окружности	$d_д$	84
Толщина зуба по дуге делительной окружности	$s_д$	4,31
Обозначение чертежа сопряженного колеса	—	

Меньшие колебания натяга, чем приведенные в табл. 21, могут быть достигнуты, если при проточке центра за номинальный диаметр будет принят внутренний диаметр уже расточенного бандажа колеса. Такой способ обработки применяют при повышенных требованиях к посадке бандажа на центр (например, при ударной или вибрационной нагрузке). При толщине бандажа меньше $(4 \div 5)\, m_s$ также рекомендуется сужать поля натяга указанным способом. Следует учитывать, что при натягах больше $0{,}001D$ возможны разрушения бандажа от впадины между зубьями.

Пластмассовые колеса. Одно из колес в паре делают пластмассовым (текстолит, лигнофоль, капрон, нейлон и др.), а другое — чугунным или стальным с закалкой. Такое сочетание материалов обеспечивает практически бесшумную работу зубчатой передачи при больших окружных скоростях. Основной недостаток пластмассовых колес — низкие допускаемые нагрузки (в 2—3 раза меньше, чем для стальных колес), ограничиваемые выносливостью против выкрашивания и износостойкостью рабочих поверхностей зубьев.

23. Пример выполнения чертежа зубчатого венца цилиндрического колеса с косыми зубьями, с шириной венца менее $\frac{4}{\sin\beta}\, m_n$



Модуль нормальный	m_n	8
Число зубьев		25
Угол наклона	β_∂	16°
Направление зуба	—	Правое
Исходный контур со срезом	—	ГОСТ 13755—68
Коэффициент смещения исходного контура	ξ	0
Степень точности по ГОСТу 1643—56	—	Ст. 8-9-9-Х
Длина общей нормали в нормальном сечении	L_n	$85{,}808^{-0{,}214}_{-0{,}369}$
Допуск на радиальное биение зубчатого венца	E_0	0,11
Допуск на колебание длины общей нормали	$\delta_0 L$	0,075
Предельные отклонения основного шага	ΔBt_0 ΔHt_0	± 0,055
Допуск на разность окружных шагов	δt	0,06
Допуск на направление зуба	δB_0	0,03
Ход винтовой линии	t_B	2279,4

Примеры выполнения чертежей зубчатого венца цилиндрических колес приведены в табл. 22 и 23.

Реечная передача

Расчет реек

Рейки бывают с прямыми и косыми зубьями. Рассчитывают их по формулам, приведенным в табл. 24.

24. Формулы для расчета реек

Искомое	Формула или порядок выбора
Угол профиля в нормальном сечении α	$\alpha = 20°$
Модуль нормальный m_n	Принимается конструктивно или определяется расчетом
Модуль торцовый m_s	$m_s = \frac{m_n}{\cos\beta}$
Шаг нормальный t_n	$t_n = \pi m_n$
Шаг торцовый t_s	$t_s = \frac{t_n}{\cos\beta}$
Угол наклона зуба β	Рекомендуется принимать не более 20°
Высота зуба h	$h = 2{,}25\ m_n$
Высота головки зуба h'	$h' = m$
Ширина рейки b	$b = (2 \div 10)\ m$
Длина косого зуба b_1	$b_1 = \frac{b}{\cos\beta}$
Линейное перемещение рейки L, соответствующее углу γ поворота колеса или червяка	$L = \frac{\gamma t_s z}{360°}$ (z число зубьев колеса или число заходов червяка)
Угол поворота колеса γ, соответствующий перемещению рейки на величину L	$\gamma = L\,\frac{360°}{t_s z}$

Допуски на изготовление зубчатых реек

Допуски (табл. 25 и 26) распространяются на металлические механически обработанные рейки с прямыми и косыми зубьями с модулем свыше 1 до 30 *мм*.

Установлено шесть степеней точности реек и реечных передач: 5, 6, 7, 8, 9, 10.

Степени точности колес по нормам кинематической точности и контакта зубьев не могут быть грубее степени точности реек.

Допуски на направление зуба δB_0, на непараллельность δx и перенос δy осей принимать по табл. 8, пятно контакта — по табл. 9.

Пример выполнения чертежа зубчатой части рейки с прямыми зубьями приведен в табл. 27.

25. Допуски реечных передач в *мкм*

Степень точности	Отклонение	Отклонение в *мкм* при нормальном модуле m_n в *мм*			
		Св. 1 до 2,5	Св. 2,5 до 6	Св. 6 до 10	Св. 10 до 16
5 6 7	Предельное шага Δt	± 5 ± 8 ± 12	± 7 ± 11 ± 18	± 9 ± 14 ± 22	± 11 ± 18 ± 28
5 6 7	Допуск на профиль δ_f	6 10 15	9 14 22	11 18 28	14 22 36

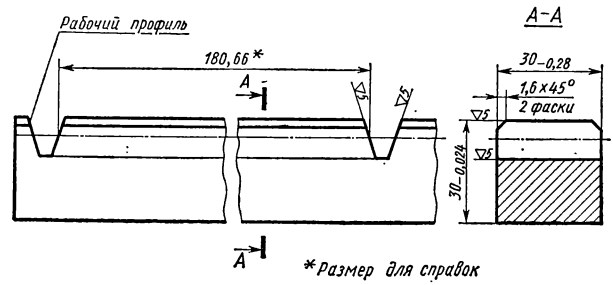
Вид сопряжений	Отклонение монтажного расстояния [1] при диаметре колеса d_∂ в *мм*							
	До 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 200	Св. 200 до 320	Св. 320 до 500	Св. 500 до 800	Св. 800 до 1250
С	± 25	± 32	± 36	± 42	± 50	± 60	± 70	± 80
Д	± 40	± 50	± 55	± 65	± 80	± 100	± 110	± 120
Х	± 60	± 80	± 90	± 105	± 120	± 160	± 180	± 200
Ш	± 100	± 120	± 140	± 170	± 200	± 250	± 280	± 320

[1] Монтажным называется расстояние от центра зубчатого колеса реечной передачи до базовой поверхности рейки.

26. Отклонения толщины зуба в *мкм*

Вид сопряжений	Модуль нормальный m_n в *мм*				Вид сопряжений	Модуль нормальный m_n в *мм*			
	Св. 1 до 2,5	Св. 2,5 до 6	Св. 6 до 10	Св. 10 до 16		Св. 1 до 2,5	Св. 2,5 до 6	Св. 6 до 10	Св. 10 до 16
С	−18 −73	−24 −84	−30 −115	−38 −133	Х	−80 −170	−160 −255	−190 −320	−220 −370
Д	− 55 −125	− 85 −160	−105 −205	−130 −250	Ш	−160 −270	−260 −380	−340 −500	−420 −610

27. Пример выполнения чертежа зубчатой части рейки с прямыми зубьями



Модуль	m	5	Толщина зуба		$7{,}85^{-0{,}26}_{-0{,}33}$
Исходный контур	—	ГОСТ 13755—68	Измерительная высота	h	5
			Шаг	t	15,71
Степень точности по ГОСТу 10242—62	—	Ст. 8-Ш	Число зубьев	z_p	12

Конические зубчатые передачи

28. Обозначения и термины, применяемые только для конических колес (общие термины см. табл. 3)

Обозначение	Терм	Обозначение	Термин
D_e	Диаметр большого основания конуса выступов	s_x (s_{xn})	Толщина зуба по хорде делительной окружности (для колес с косыми и криволинейными зубьями в нормальном сечении)
d_∂	Диаметр делительной окружности		
φ_e	Угол конуса выступов	h_x	Измерительная высота до хорды s_x
φ_∂	Угол делительного конуса		
φ_i	Угол конуса впадин		Толщина зуба по постоянной хорде
δ	Угол между осями колес	h'_x	Измерительная высота до хорды s
δ_y	Угол конусности зуба		
γ	Угол ножки зуба	M	Расстояние от большого основания конуса выступов до опорной торцовой поверхности
β_e	Угол наклона для косых зубьев — у внешнего дополнительного конуса		
β	Угол наклона для криволинейных зубьев — в середине зубчатого венца	K	Расстояние от вершины делительного конуса до опорной торцовой плоскости
L	Длина образующей делительного конуса		Глубина поднутрения переднего торца
b	Ширина зубчатого венца по образующей делительного конуса (за исключением случаев, когда передний торец зубчатого колеса выполняется плоскосрезанным)	z_i	Фиктивное число зубьев
		τ	Коэффициент тангенциальной коррекции

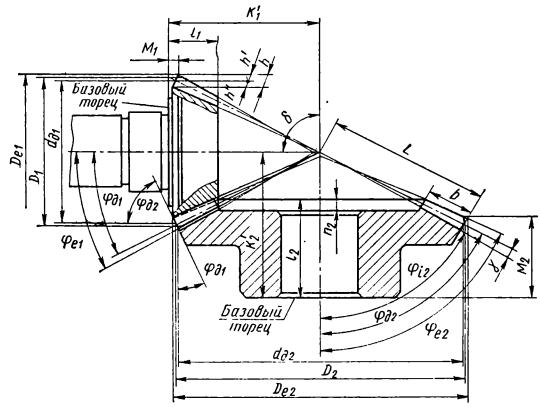
Конические прямозубые передачи

Коническую передачу с межосевым углом $\delta = 90°$ можно осуществить с $i_{max} = 10$ (лимитирует настройка станка). Прямозубые передачи могут иметь

$\delta = 90°$ и $\delta \neq 90°$. Прямозубые передачи не рекомендуется применять при частоте вращения шестерни более 500 *об/мин*. Пример расчета приведен в табл. 29.

29. Формулы для расчета и пример расчета некорригированной конической прямозубой передачи

Линейные размеры в *мм*



Искомое	Формула или порядок выбора	Числовое значение
z_1 z_2	Задаются или выбираются в соответствии с расчетом зубьев на прочность, требованием кинематики и по конструктивным соображениям	18 20
m *	Определяют из расчета на прочность (при нарезании на зубострогальных станках модули могут выбираться нестандартными и дробными)	5
δ	По конструктивным соображениям	90°
$\operatorname{tg} \varphi_{д1}$ **	$\operatorname{tg} \varphi_{д1} = z_1 : z_2$	0,90000
$\varphi_{д1}$	По тригонометрическим таблицам	41°59′
$\varphi_{д2}$	$\varphi_{д2} = 90° - \varphi_{д1}$	48°01′
$d_{д1}$	$d_{д1} = z_1 m$	90
$d_{д2}$	$d_{д2} = z_2 m$	100
D_{e1}	$D_{e1} = d_{д1} + 2m \cos \varphi_{д1}$	97,43
D_{e2}	$D_{e2} = d_{д2} + 2m \cos \varphi_{д2}$	106,69
L	$L = 0{,}5m \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$	67,268
b	$b = (0.25 \div 0{,}3)\, L$	20

Продолжение табл. 29

Искомое	Формула или порядок выбора	Числовое значение
$\operatorname{tg}\gamma$	$\operatorname{tg}\gamma_1 = \operatorname{tg}\gamma_2 = \frac{1{,}2m}{L}$	0,08919
$\gamma_1 = \gamma_2$	По тригонометрическим таблицам	5°06′
φ_{e1}	$\varphi_{e1} = \varphi_{\partial 1} + \gamma_1$	47°05′
φ_{e2}	$\varphi_{e2} = \varphi_{\partial 2} + \gamma_1$	53°07′
φ_{i1}	$\varphi_{i1} = \varphi_{\partial 1} - \gamma_1$	36°53′
φ_{i2}	$\varphi_{i2} = \varphi_{\partial 2} - \gamma_2$	42°55′
s	$s_1 = s_2 = 1{,}387m$	6,935
h_x'	$h_{x1}' = h_{x2}' = 0{,}748m$	3,74
z_{i1}	$z_{i1} = \frac{z_1}{\cos\varphi_{\partial 1}}$	24 ***
z_{i2}	$z_{i2} = \frac{z_2}{\cos\varphi_{\partial 2}}$	32 ***
s_{x1}	$s_{x1} = k_1 m$ (k_1 для z_{i1} по табл. 30)	7,85
s_{x2}	$s_{x2} = k_1 m$ (k_1 для z_{i2} по табл. 30)	7,85
h_{x1}	$h_{x1} = k_2 m$ (k_2 для z_{i1} по табл. 30)	$\approx 5{,}13$
h_{x2}	$h_{x2} = k_2 m$ (k_2 для z_{i2} по табл. 30)	5,1
δ_y	$\delta_y = \frac{4201{,}2m}{L}$	312′ или 5°12′
h'	$h' = m$	5
h''	$h'' = 1{,}2m$	6
h	$h = h' + h''$	11
M_1	$M_1 = K_1 + m\sin\varphi_{\partial 1} - \frac{d_{\partial 2}}{2}$; $K_1 = 75$ принято по конструктивным соображениям	28,34
M_2	$M_2 = K_2 + m\sin\varphi_{\partial 2} - \frac{d_{\partial 1}}{2}$; $K_2 = 70$ принято по конструктивным соображениям	28,72
n_1	$n_1 \geqslant \frac{2{,}2m(L-b)}{L}\sin\varphi_{\partial 1}$	В этом примере $n_1 = 0$.

Продолжение табл. 29

Искомое	Формула или порядок выбора	Числовое значение
n_2	$n_2 \geqslant \frac{2{,}2m\,(L-b)}{L} \sin \varphi_{\partial 2}$	$\approx 5{,}17$
l	$l_1 = M_1 + b \cos \varphi_{e1}$	≈ 42
l_2	$l_2 = M_2 + b \cos \varphi_{e2}$	40

* Модуль рассматривается на большем основании конуса.

** При угле конуса между осями $\delta \neq 90°$ угол делительного конуса шестерни $\varphi_{\partial 1}$ и длина образующей делительного конуса L определяются по формулам:

$$\operatorname{tg} \varphi_{\partial 1} = \frac{\sin \delta}{i + \cos \delta} \quad \text{при} \quad \delta < 90°, \quad \text{где} \quad i \text{ — передаточное число;}$$

$$\operatorname{tg} \varphi_{\partial 1} = \frac{\sin (180 - \delta)}{i + \cos (180 - \delta)} \quad \text{при} \quad \delta > 90°;$$

$$L = \frac{0{,}5d_{\partial 1}}{\sin \varphi_{\partial 1}} = \frac{0{,}5d_{\partial 2}}{\sin \varphi_{\partial 2}}.$$

*** С округлением до ближайшего целого числа.

30. Значения k_1 и k_2

Фиктивное число зубьев z_i	k_1	k_2	Фиктивное число зубьев z_i	k_1	k_2	Фиктивное число зубьев z_i	k_1	k_2
10	1,5643	1,0616	25	1,5698	1,0247	40	1,5704	1,0154
11	1,5655	1,0560	26	1,5698	1,0238	41	1,5704	1,0150
12	1,5663	1,0514	27	1,5699	1,0228	42	1,5704	1,0147
13	1,5670	1,0474	28	1,5699	1,0220	43	1,5704	1,0143
14	1,5675	1,0440	29	1,5700	1,0213	44	1,5704	1,0140
15	1,5679	1,0441	30	1,5701	1,0206	45	1,5705	1,0137
16	1,5683	1,0385	31	1,5701	1,0199	46	1,5705	1,0134
17	1,5685	1,0362	32	1,5702	1,0193	47	1,5705	1,0131
18	1,5688	1,0343	33	1,5702	1,0187	48	1,5705	1,0129
19	1,5690	1,0324	34	1,5702	1,0183	49	1,5705	1,0126
20	1,5692	1,0308	35	1,5702	1,0176	50	1,5705	1,0123
21	1,5694	1,0294	36	1,5703	1,0171	55	1,5705	1,0112
22	1,5695	1,0281	37	1,5703	1,0167	80	1,5707	1,0077
23	1,5696	1,0268	38	1,5704	1,0162	135	1,5708	1,0046
24	1,5697	1,0257	39	1,5704	1,0158	Рейка	1,5708	1,0000

Для промежуточных значений фиктивного числа зубьев принимать ближайшие табличные значения.

Табличные значения определены по формулам

$$k_1 = z_i \sin \frac{90°}{z_i}; \quad k_2 = 1 + \frac{z_i}{2}\left(1 - \cos \frac{90°}{z_i}\right)$$

Допуски на изготовление конических зубчатых к

31. Область применения конических зубчатых передач в зависимости от степени точности изготовления колес

Степень точности колес	Механизмы, в которых применяются колеса
6 (высокоточные)	Делительные цепи, высокоскоростные редукторы, ответственные колеса станков и автомобилей. Преимущественно конические колеса с круговым зубом
7 (точные)	Редукторы нормального ряда, станки, автомобили. Конические колеса с круговым зубом, прямозубые и зерольные
8 (средней точности)	Тихоходные редукторы, грузоподъемные механизмы, прессовое оборудование, тракторы. Колеса прямозубые и зерольные
9 (пониженной точности)	Слабонагруженные тихоходные механизмы, механизмы с ручным приводом. Колеса прямозубые

ГОСТ 1758—56 на допуски зубчатых конических передач устанавливает 12 степеней точности конических колес.

Для степеней точности 1, 2, 3, 4 и 12 допуски и отклонения в стандарте не предусмотрены.

32. Наибольшее радиальное[1] биение конуса выступов E_D

Степень точности	Биение в *мкм* при диаметре колеса в *мм*				
	До 100	Св. 100 до 200	Св. 200 до 400	Св. 400 до 800	Св. 800 до 1200
6 и 7	25	30	40	50	70
8	50	60	80	100	120

[1] Допустимое торцовое биение базового торца на 100 *мм* диаметра по табл. 12.

33. Отклонение диаметра окружности выступов ΔD_e

Степень точности	Отклонения в *мкм* при диаметре делительной окружности в *мм*							
	До 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 200	Св. 200 до 320	Св. 320 до 500	Св. 500 до 800	Св. 800 до 1250
6	—25	—30	—40	—50	—60	—70	—80	—95
7	—40	—50	—60	—70	—80	—95	—110	—130
8	—60	—70	—80	—95	—110	—130	—160	—190
9	—100	—120	—140	—170	—200	—240	—280	—340

34. Предельные отклонения угла конуса выступов

Степень точности	6	7	8	9
$\delta\varphi_e$ в *мин*	$\pm$ 5	$\pm$ 7	$\pm$ 10	

35. Отклонения расстояний от базового торца до наружной кромки обточки δM

Степень точности	Отклонения в *мкм* при торцовом модуле m_s				
	Св. 1 до 2,5	Св. 2,5 до 6	Св. 6 до 10	Св. 10 до 16	Св. 16 до 30
6	—24	—36	—48	—55	—
7	—28	—45	—55	—75	—
8	—36	—55	—75	—90	—110
9	—	—75	—95	—110	—150

36. Пятно контакта зубьев [1] (по ГОСТу 1758—56)

Степень точности	Пятно контакта в % по высоте и длине, не менее
6	70
7	60
8	50
9	40

[1] При длине образующей делительного конуса до 1250 *мм*.

37. Гарантированный боковой зазор [1] C_n в *мкм* (по ГОСТу 1758—56)

Вид сопряжения	Длина образующей делительного конуса в *мм*							
	До 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 200	Св. 200 до 320	Св. 320 до 500	Св. 500 до 800	Св. 800 до 1200
Д	40	50	65	85	100	130	170	210
Х	85	100	130	170	210	260	340	420
Ш	170	210	260	340	420	530	670	850

[1] Наибольший боковой зазор равен гарантированному боковому зазору плюс разница отклонений толщины зуба по хорде из табл. 39.

38. Биение зубчатого венца, разность окружных шагов, отклонения и накопленная погрешность окружного шага (по ГОСТу 1758—56)

Степень точности	Наименование норм	Модуль торцовый m_s	Нормы в *мкм* при диаметре колес в *мм*							
			До 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 200	Св. 200 до 320	Св. 320 до 500	Св. 500 до 800	Св. 800 до 1250
6	Допуск на биение зубчатого венца E_0	Св. 1 до 16	20	26	32	38	45	50	58	—
	Предельные отклонения окружного шага Δt_c	Св. 1 до 2,5	±4,5	±4,5	±5	±5	±5,5	±7	±8,5	—
		» 2,5 » 6	±5	±5,5	±6	±6	±7	±8	±9,5	—
		» 6 » 10	—	±6	±7	±8	±8,5	±9	±10	—
		» 10 » 16	—	—	±8,5	±9	±9,5	±10,5	±11,5	—
	Допуск на накопленную погрешность окружного шага δt_Σ	Св. 1 до 16	25	32	40	48	55	70	90	—
	Допуск на биение зубчатого венца E_0	Св. 1 до 16	32	42	50	58	70	80	95	—
	Предельные отклонения окружного шага Δt_c	Св. 1 до 2,5	±7	±7	±8	±8	±9	±11	±13	—
		» 2,5 » 6	±8	±9	±10	±10	±11	±12	±15	—
		» 6 » 10	—	±10	±11	±12	±13	±14	±16	—
		» 10 » 16	—	—	±13	±14	±15	±17	±19	—
	Допуск на накопленную погрешность окружного шага Δt_Σ	Св. 1 до 16	40	50	60	75	90	110	140	—

Продолжение табл. 38

Степень точности	Наименование норм	Модуль торцовый m_s	Нормы в *мкм* при диаметре колес в *мм*							
			До 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 200	Св. 200 до 320	Св. 320 до 500	Св. 500 до 800	Св. 800 до 1250
8	Допуск на биение зубчатого венца E_0	Св. 1 до 30	50	65	80	95	110	120	150	190
	Допуск на накопленную погрешность окружного шага δt_Σ	Св. 1 до 30	60	80	100	115	140	180	220	280
	Допуск на разность окружных шагов δt	Св. 1 до 2,5	22	24	25	26	30	36	42	52
		» 2,5 » 6	26	28	30	32	36	38	48	55
		» 6 » 10	—	34	36	38	40	45	50	60
		» 10 » 16	—	—	42	45	48	52	58	70
9	Допуск на биение зубчатого венца E_0	Св. 2,5 до 30	80	105	120	150	180	200	240	300

39. Отклонения толщины зуба по постоянной хорде

Степень точности и вид сопряжения	Торцовый модуль m_s	Отклонения в *мкм* при диаметре колес в *мм*						
		До 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 200	Св. 200 до 320	Св. 320 до 500	Св. 500 до 800
6Д	Св. 1 до 2,5	—28 —70	—38 —93	—48 —108	—60 —120	—75 —145	—85 —155	—110 —190
	Св. 2,5 до 6	—28 —70	—38 —93	—48 —108	—60 —120	—75 —145	—85 —155	—110 —190
	Св. 6 до 10	—	—40 —95	—50 —110	—60 —120	—75 —145	—85 —155	—110 —190
	Св. 10 до 16	—	—	—52 —112	—65 —125	—75 —145	—90 —160	—110 —190
6Х	Св. 1 до 2,5	—55 —103	—70 —130	—85 —145	—105 —175	—130 —210	—160 —240	—200 —290
	Св. 2,5 до 6	—55 —103	—70 —130	—85 —145	—105 —175	—130 —210	—160 —240	—200 —290
	Св. 6 до 10	—	—70 —130	—85 —145	—105 —175	—130 —210	—160 —240	—200 —290
	Св. 10 до 16	—	—	—85 —145	—105 —175	—130 —210	—160 —240	—200 —290
7Х	Св. 1 до 2,5	—55 —115	—70 —150	—85 —165	—110 —200	—130 —240	—160 —270	—200 —330
	Св. 2,5 до 6	—55 —115	—75 —150	—90 —165	—110 —200	—140 —250	—160 —270	—200 —330
	Св. 6 до 10	—	—75 —150	—90 —165	—110 —200	—140 —250	—170 —270	—200 —330
	Св. 10 до 16	—	—	—90 —165	—115 —200	—140 —250	—170 —270	—200 —330

Продолжение табл. 39

Степень точности и вид сопряжения	Торцовый модуль m_s	Отклонения в *мкм* при диаметре колес в *мм*						
		До 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 200	Св. 200 до 320	Св. 320 до 500	Св. 500 до 800
8*X*	Св. 1 до 2,5	—60 —140	—70 —180	—90 —200	—110 —240	—140 —290	—170 —320	—210 —400
	Св. 2,5 до 6	—65 —145	—80 —190	—95 —205	—115 —245	—140 —290	—170 —320	—210 —400
	Св. 6 до 10	—	—85 —195	—100 —210	—120 —250	—140 —290	—180 —330	—210 —400
	Св. 10 до 16	—	—	—100 —210	—120 —250	—150 —300	—180 —330	—220 —410
9*X*	Св. 2,5 до 6	—80 —190	—95 —245	—105 —255	—130 —320	—160 —400	—180 —420	—220 —460
	Св. 6 до 10	—	—100 —250	—115 —265	—130 —320	—160 —400	—190 —430	—240 —480
	Св. 10 до 16	—	—	—120 —270	—140 —330	—170 —410	—200 —440	—240 —480

Примечания: 1. Степень точности и вид сопряжения 6*Д* предназначается только для конических колес с круговым зубом.
2. Степень точности и вид сопряжения 6*X* по возможности не применять.

40. Отклонения межосевого угла Δ φ

Отклонения в *мкм* при длине образующей делительного конуса в *мм*								
L	До 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 200	Св. 200 до 320	Св. 320 до 500	Св. 500 до 800	Св. 800 до 1250
Δ φ	± 45	± 58	± 70	± 80	± 95	± 110	± 130	± 160

Отклонение межосевого угла представляет собой разность между действительным и номинальным межосевым углом в передаче, выраженную в линейных величинах на длине, равной длине образующей делительного конуса.

При указании на чертеже это отклонение пересчитывают на величину, удобную для измерения. Например Δ φ = 0,058 *мм* при пересчете на удобную для измерения длину 100 *мм*:

$$0{,}058\ \frac{100}{67{,}268} = 0{,}086.$$

41. Отклонение толщины зуба по хорде делительной окружности

Степень точности	Торцовый модуль m_s в *мм*	Отклонение в *мкм* при диаметре делительной окружности в *мм*							
		До 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 200	Св. 200 до 320	Св. 320 до 500	Св. 500 до 800	Св. 800 до 1250
6	Св. 1 до 2,5	—55 —103	—70 —130	—85 —145	—105 —175	—130 —210	—160 —240	—200 —290	—
	Св. 2,5 до 6	—55 —103	—70 —130	—85 —145	—105 —175	—130 —210	—160 —240	—200 —290	

Продолжение табл. 41

Степень точности	Торцовый модуль m_s в мм	Отклонение [1] в мкм при диаметре делительной окружности в мм							
		До 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 200	Св. 200 до 320	Св. 320 до 500	Св. 500 до 800	Св. 800 до 1250
6	Св. 6 до 10	—	−70 −130	−85 −145	−110 −180	−130 −210	−160 −240	−200 −290	—
	Св. 10 до 16	—	—	−85 −145	−110 −180	−130 −210	−160 −240	−200 −290	
7	Св. 1 до 2,5	−55 −115	−70 −150	−85 −165	−110 −200	−130 −240	−160 −270	−200 −330	—
	Св. 2,5 до 6	−55 −115	−75 −155	−90 −170	−110 −200	−140 −250	−160 −270	−200 −330	
	Св. 6 до 10	—	−75 −155	−90 −170	−110 −200	−140 −250	−170 −280	−200 −330	
	Св. 10 до 16	—	—	−90 −170	−115 −205	−140 −250	−170 −280	−200 −330	
8	Св. 1 до 2,5	−60 −140	−75 −185	−90 −200	−110 −240	−140 −290	−170 −320	−210 −400	−260 −500
	Св. 2,5 до 6	−65 −145	−80 −190	−95 −205	−115 −245	−140 −290	−170 −320	−210 −400	−260 −500
	Св. 6 до 10	—	−85 −195	−100 −210	−120 −250	−140 −290	−180 −330	−210 −400	−260 −500
	Св. 10 до 16	—	—	−100 −210	−120 −250	−150 −300	−180 −330	−220 −410	−280 −520
9	Св. 1 до 2,5	−80 −190	−95 −245	−105 −255	−130 −320	−160 −400	−180 −420	−220 −500	−280 −620
	Св. 2,5 до 6	—	−100 −250	−115 −265	−130 −320	−160 −400	−190 −430	−240 −520	−300 −640
	Св. 6 до 10	—	—	−120 −270	−140 −330	−170 −410	−200 −440	−240 −520	−300 −640
	Св. 10 до 16	—	—	—	−170 −360	−190 −430	−220 −460	−260 −540	−320 −660

[1] Для каждого интервала модулей первая строка $\Delta_e S$ — верхнее отклонение, вторая $\Delta_i S$ — нижнее.

42. Отклонение расстояния от вершины делительного конуса до опорной торцовой плоскости δ_K в мкм

Длина образующей делительного конуса в мм	Степень точности			
	6	7	8	9
До 200	± 30	± 50	± 80	± 120 *
Св. 200 до 320	± 50	± 80	± 120	± 200 *
» 320 » 500	± 80	± 120	± 200	± 300 *
» 500 » 800	± 120	± 200	± 300	± 500 *

* Для модулей нормальных от 2,5 и более.

43. Отклонение расстояния от конуса выступов до опорной торцовой поверхности $\delta_м$ в *мкм*

Торцовый модуль m_s в *мм*	Степень точности			
	6	7	8	9
От 1 до 2,5	± 24	± 28	± 36	—
Св. 2,5 до 6	± 36	± 45	± 55	± 75
» 6 » 10	± 48	± 55	± 75	± 95
» 10 » 16	± 55	± 75	± 90	± 110

44. Отклонение угла конуса выступов $\Delta\varphi$

Степень точности	6	7	8	9
$\Delta\varphi$	± 5′	± 7′	± 10′	± 10′

Конические передачи с круговым зубом

Благодаря наклону и бочкообразной форме зубьев конические колеса с круговым зубом более прочны, бесшумны и допускают бóльшие отклонения при монтаже, чем прямозубые.

В конической передаче с круговым зубом зазор между впадиной и вершиной сопряженных зубьев принимают постоянным по всей длине венца. Это позволяет увеличить ширину ленточки зуба, что делает колеса более прочными и уменьшает возможность сквозной цементации, а как следствие этого, и хрупкость зубьев. Вершина конуса выступов в передаче не совпадает с вершиной делительного конуса, а расположена несколько ближе к колесу.

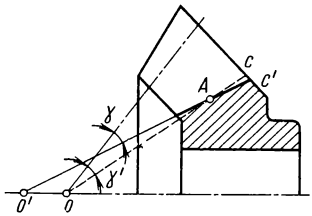


Рис. 14. Зуб формы II при $\gamma < \gamma'$

Для определения направления спирали следует пользоваться следующим правилом. Если смотреть на колесо со стороны торца меньшего основания конуса, то зубья правого колеса изгибаются вправо, а левого — влево. Сопрягающиеся колеса должны иметь спирали противоположного направления.

Углом наклона зубьев называется угол между образующей делительного конуса и касательной к боковой поверхности зуба, лежащей в плоскости, касательной к делительному конусу.

Для колес мелкосерийного производства рекомендуется принимать зубья формы II (рис. 14).

Угол зацепления (профильный угол инструмента) принимают в зависимости от числа зубьев ведущего колеса и передаточного отношения (табл. 45).

Толщину $s_{\partial 2}$ зуба колеса по дуге делительной окружности в зависимости от угла α зацепления определяют по следующим формулам:

$$\alpha = 14°30'; \quad s_{\partial 2} = (1{,}061 - k)\, m + 0{,}6h_2';$$

$$\alpha = 16°; \quad s_{\partial 2} = (1{,}019 - k)\, m + 0{,}65h_2';$$

$$\alpha = 17°30'; \quad s_{\partial 2} = (0{,}976 - k)\, m + 0{,}7h_2';$$

$$\alpha = 20°; \quad s_{\partial 2} = (0{,}856 - k)\, m + 0{,}84h_2'.$$

Значения коэффициента k даны в табл. 46.

Чтобы получить зубья без подрезки ножки и минимальную разницу в удельных скольжениях профилей на головке и корне зуба, предусматривают корриги-

рование колес для всех передаточных отношений (кроме $z_1 = z_2$). Коэффициент смещения исходного контура берут по табл. 47, а коэффициент радиального зазора — по табл. 48.

45. Угол зацепления в зависимости от числа зубьев пары

20°	17°30′	16°	14°30′
12 : 26 До 12 : 100	13 : 61 До 13 : 100	16 : 59 До 16 : 100	19 : 70 и выше
13 : 22 » 13 : 60	14 : 37 » 14 : 100	17 : 45 » 17 : 100	20 : 50 » »
14 : 22 » 14 : 36	15 : 30 » 15 : 100	18 : 36 » 18 : 100	21 : 42 » »
15 : 19 » 15 : 29	16 : 27 » 16 : 58	19 : 31 » 19 : 69	22 : 40 » »
16 : 18 » 16 : 26	17 : 25 » 17 : 44	20 : 29 » 20 : 49	23 : 36 » »
17 : 17 » 17 : 24	18 : 23 » 18 : 35	21 : 27 » 21 : 41	24 : 33 » »
18 : 18 » 18 : 22	19 : 22 » 19 : 30	22 : 26 » 22 : 39	25 : 32 » »
19 : 19 » 19 : 21	20 : 22 » 20 : 28	23 : 25 » 23 : 35	26 : 30 » »
20 : 20 » 20 : 21	21 : 21 » 21 : 26	24 : 24 » 24 : 32	27 : 29 » »
	22 : 22 » 22 : 25	25 : 25 » 25 : 31	$z_1 = 28$ и более
	23 : 23 » 23 : 24	26 : 26 » 26 : 29	
		27 : 27 » 27 : 28	

46. Коэффициент k в зависимости от z_1 и z_2

	z_2 z_1													
	1,00 до 1,25	1,25 до 1,50	1,50 до 1,75	1,75 до 2,00	2,00 до 2,25	2,25 до 2,50	2,50 до 2,75	2,75 до 3,00	3,00 до 3,25	3,25 до 3,50	3,50 до 3,75	3,75 до 4,00	4,00 до 4,50	4,50 и выше
12—13	0,005	0,015	0.025	0,035	0.045	0.055	0,065	0,075	0.085	0.095	0.105	0,115	0,125	0.135
14—16		0,005	0.015	0,025	0.035	0,050	0.06	0.075	0.085	0.095	0,10	0,105	0.105	0.105
17—19			0,005	0,015	0.025	0.035	0,05	0.065	0.075	0,085	0,09	0,09	0,09	0.09
20 и выше				0,005	0,015	0,025	0,04	0,05	0,055	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06

Диаметр резцовой головки для нарезания колес с круговым зубом выбирают по табл. 49 в зависимости от высоты зуба, ширины зубчатого венца, нормального и торцового модулей.

Не рекомендуется принимать очень малые значения b, так как при этом трудно выдержать требуемые условия по пятну контакта; минимальная ширина венца $b \approx 5m_s \approx 6m_n$.

Предварительно диаметр резцовой головки можно определить по формуле

$$D_н = 2K_u L_e,$$

где $K_u = 0{,}5 \div 1{,}6$ при единичном производстве передач, при форме зуба II и $\beta \geqslant 30°$; L_e — длина средней образующей делительного конуса (см. табл. 50), а затем выбрать стандартный диаметр по табл. 49.

Угол спирали зубьев в середине венца обычно берут 35°, можно принимать его 20—50°.

При конструировании конических колес с круговым зубом учитывают возможность нарезания их на станке. В интервале 5—100 можно нарезать любое число зубьев, а в интервале 100—200 — только колеса с числом зубьев, которое можно разложить на множители. Так, например, колесо с $z = 107$ не следует конструировать, так как для его изготовления придется делать специальное колесо на делительную гитару станка.

Допуски для конических колес с круговыми зубьями, кроме нормального бокового зазора, брать по соответствующим таблицам на конические колеса с прямыми зубьями.

Формулы для расчета и пример расчета передачи с круговым зубом приведены в табл. 50.

47. Величина коэффициента ξ смещения исходного контура в нормальном сечении

z_2 z_1		ξ	z_2 z_1		ξ	z_2 z_1		ξ
От	До		От	До		От	До	
1,00	1,01	0,85	1,19	1,21	0,73	1,68	1,75	0,59
1,01	1,02	0,84	1,21	1,23	0,72	1,75	1,82	0,58
1,02	1,03	0,83	1,23	1,26	0,71	1,82	1,90	0,57
1,03	1,05	0,82	1,26	1,28	0,70	1,90	1,99	0,56
1,05	1,06	0,81	1,28	1,31	0,69	1,99	2,10	0,55
1,06	1,08	0,80	1,31	1,34	0,68	2,10	2,23	0,54
1,08	1,09	0,79	1,34	1,37	0,67	2,23	2,38	0,53
1,09	1,11	0,78	1,37	1,41	0,66	2,38	2,58	0,52
1,11	1,13	0,77	1,41	1,44	0,65	2,58	2,82	0,51
1,13	1,15	0,76	1,44	1,48	0,64	2,82	3,17	0,50
1,15	1,17	0,75	1,48	1,52	0,63	3,17	3,67	0,49
1,17	1,19	0,74	1,52	1,57	0,62	3,67	4,56	0,48
			1,57	1,63	0,61	4,56	7,00	0,47
			1,63	1,68	0,60	Более	7,00	0,46

48. Коэффициент C_s' и C_n' радиального зазора

Модуль m_n или m_s	Число зубьев z_1	Коэффициент радиального зазора для зубьев	
		прямых и тангенциальных в торцовом сечении C_s'	круговых формы II в нормальном сечении C_n'
Св. 1 до 1,5	Любое	0,25	0,30
» 1,5	$\geqslant 8$	0,20	0,25

49. Номинальные диаметры зуборезных головок и наибольшие параметры нарезаемых конических колес

Размеры в *мм*

Номинальный диаметр головки $D_н$ по ГОСТу 11902—66	Параметры конических колес (наибольшие значения)				Номинальный диаметр головки $D_н$ по ГОСТу 11902—66	Параметры конических колес (наибольшие значения)			
	Высота зуба h	Торцовый модуль m_s	Нормальный модуль m_n	Ширина зубчатого венца b		Высота зуба h	Торцовый модуль m_s	Нормальный модуль m_n	Ширина зубчатого венца b
(25)	3	—	1	6,5	160	12	5	4	40
32	4	—	1,25	8,0	(200)	15	6	5	50
(40)	5	—	1,5	10	250	18	8	6	65
50	6	—	2	13	315	24	10	8	80
(60)	7	—	2,25	16	400	30	13	10	100
80	8	—	2,5	20	500	36	16	12	130
100	9	4	3	26	630	45	20	16	160
(125)	10	4,5	3,5	32	800	60	26	20	200
					1000	70	30	25	260

Размеры в скобках применять не рекомендуется.

Зуборезные головки предназначены для колес с круговыми зубьями и углом зацепления $\alpha_\partial = 20°$.

В случае крайней необходимости b можно увеличить на 10% по сравнению с табличными значениями.

50. Формулы и пример расчета передачи с круговыми зубьями формы II (см. эскиз к табл. 29)

Линейные размеры в

Модуль нормальный $m_n = 4$ Число зубьев $z_1 = 10$ Число зубьев $z_2 = 35$ Угол наклона зубьев в середине венца $\beta = 35°$	Угол между осями колес $\delta = 90°$ Исходный контур $\alpha_\partial = 20°$ Степень точности Ст. 7-Х по ГОСТу 1758—56 Направление зубьев шестерни — левое

Параметр	Формула или порядок выбора	Числовое значение
Передаточное число i	$i = \frac{z_2}{z_1}$	3,5
Направление зубьев колеса	Правое (обратное шестерни)	—
Угол делительного конуса φ_∂	$\operatorname{tg} \varphi_{\partial 1} = \frac{z_1}{z_2} = 0{,}28\,571$ $\varphi_{\partial 2} = 90 - \varphi_{\partial 1}$	15°57′ 74°03′
Число зубьев плоского колеса z_n	$z_n = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$	36,4
Длина средней образующей делительного конуса L_e	$L_e = \frac{m_n z_n}{2 \cos \beta}$	88,873
Ширина зубчатого венца b по образующей делительного конуса	$12 m_n \geqslant b \leqslant 0{,}4 L_e$ (округлить до 1 *мм*)	35
Длина образующей делительного конуса L	$L = L_e + 0{,}5b$	106,373
Коэффициент высоты зуба в нормальном сечении f_n	f_n	1
Коэффициент радиального зазора C_n'	По табл. 48	0,25
Коэффициент смещения исходного контура (коэффициент высотной коррекции в нормальном сечении) ξ_n	По табл. 47	0,49
Толщина зуба в расчетном сечении по хорде s_{xn}	$s_{xn1} = \left(\frac{\pi}{2} + 0{,}728 \xi_n\right)$ $s_{xn2} = \pi m_n - s_{xn1}$	7,71 4,85
Высота головки зуба в расчетном сечении (в середине зубчатого венца) h_n'	$h_{n1}' = m_n (\xi + f_n)$ $h_{n2}' = 2 m_n - h_{n1}'$	5,96 2,04
Номинальный диаметр резцовой головки $D_н$	По табл. 49	200 *мм*
Промежуточная расчетная величина a	$a = \frac{C_1 - C_2 L_e}{z_n} = 316{,}1$ с округлением до 10; C_1 и C_2 — по табл. 51	Принимается $a = 320$

Продолжение табл. 50

Параметр	Формула или порядок выбора	Числовое значение
Сумма углов ножек шестерни и колеса γ_Σ	$\gamma_\Sigma = a \operatorname{cosec} \beta$	558′
Угол ножки зуба γ	$\gamma_1 = \frac{\gamma_\Sigma s_{xn2}}{\pi m_n}$ $\gamma_2 = \gamma_\Sigma - \gamma_1$	215′ или 3°35′ 343′ или 5°43′
Угол конуса выступов φ_e	$\varphi_{e1} = \varphi_{\partial 1} + \gamma_2$ $\varphi_{e2} = \varphi_{\partial 2} + \gamma_1$	21°40′ 77°38′
Угол конуса впадин φ_i	$\varphi_{i1} = \varphi_{\partial 1} - \gamma_1$ $\varphi_{i2} = \varphi_{\partial 2} - \gamma_2$	12°32′ 68°20′
Поправка на высоту головки зуба (промежуточная расчетная величина)	$\Delta h_1 = \frac{b}{2} \operatorname{tg} \gamma_2$ $\Delta h_2 = \frac{b}{2} \operatorname{tg} \gamma_1$	1,75 1,10
Высота головки зуба по торцу h'	$h_1' = h_{n1}' + \Delta h_1$ $h_2' = h_{n2}' + \Delta h_2$	7,71 3,14
Полная высота зуба по торцу h	$h = m_n (2 + C_n') + \Delta h_1 + \Delta h_2$	11,85
Модуль торцовый m_s	$m_s = \frac{2L}{z_n}$	5,845
Диаметр делительной окружности d_∂	$d_{\partial 1} = z_1 m_s$ $d_{\partial 2} = z_2 m_s$	58,45 204,575
Диаметр окружности выступов D_e	$D_{e1} = d_{\partial 1} + 2h_1' \cos \varphi_{\partial 1}$ $D_{e2} = d_{\partial 2} + 2h_2' \cos \varphi_{\partial 2}$	73,28 205,30
Толщина зуба по постоянной хорде в нормальном сечении s	$s_1 = 0{,}883 s_{nx1}$ $s_2 = 0{,}883 s_{nx2}$ *	6,81 5,74*
Измерительная высота h_x' (до хорды s)	$h_{x1}' = h_{n1}' - 0{,}161 s_{xn1}$ $h_{x2}' = h_{n2}' - 0{,}161 s_{xn2}$ *	4,72 3,26*
Расстояние от большого основания конуса выступов до опорной торцовой поверхности M	$M_1 = K_1 - L_e \cos \varphi_{\partial 1} + h_1' \sin \varphi_{\partial 1}$ $M_2 = K - L_e \cos \varphi_{\partial 2} + h_2' \sin \varphi_{\partial 2}$	K_1 и K_2 принимают по конструктивным соображениям

* При $\xi \geqslant 0{,}5$ и $i > 3$ размеры зуба колеса определяют по формулам:

$$s_2 = 0{,}883 s_{xn2} + 0{,}364 m_n;$$

$$h_{x2}' = h_{n2}' - 0{,}161 s_{xn2} + 0{,}5 m_n.$$

В рассматриваемом примере $i = 3{,}5$, поэтому

$$s_2 = 0{,}883 \; s_{xn2} + 0{,}364 m_n = 0{,}883 \cdot 4{,}85 + 0{,}364 \cdot 4 = 5{,}74;$$

$$h_{x2}' = h_{n2}' - 0{,}161 s_{xn2} + 0{,}5 m_n = 2{,}04 - 0{,}161 \cdot 4{,}85 + 0{,}5 \cdot 4 = 3{,}26.$$

51. Значения коэффициентов C_1 и C_2 при $\alpha_\partial = 20°$

Номинальный диаметр резцовой головки $D_н$ в *мм*	Угол наклона зуба β°							
	10	15	20	25	30	35	40	45
	Коэффициент C_1							
От 20 до 1000	5232	7951	10 800	13 837	17 132	20 777	24 898	29 673
	Коэффициент C_2							
25	72,69	164,3	295,5	467,8	685,3	953,4	1280	1679
32	54,51	128,4	230,9	365,5	535,4	744,8	1000	1311
40	45,43	102,7	184,7	292,4	428,3	595,9	800,2	1049
50	36,34	82,16	147,8	233,9	242,6	476,7	640,2	839,3
60	30,25	68,46	123,1	194,9	285,5	397,2	533,4	699,3
80	22,71	51,35	92,35	146,2	214,2	297,9	400,1	524,6
100	18,17	41,08	73,88	117,0	171,3	238,3	320,1	419,6
125	14,54	32,86	59,10	93,56	137,1	190,7	256,1	335,7
160	11,36	25,67	46,17	73,10	107,1	149,0	200,1	262,3
200	9,09	20,54	36,94	58,48	85,66	119,2	160,0	209,8
250	7,27	16,43	29,55	46,78	68,53	95,34	128,0	167,9
315	5,77	13,04	23,46	37,13	54,39	75,67	101,6	133,2
400	4,54	10,27	18,47	29,24	42,83	59,59	80,02	104,9

$$C_1 = \frac{10\,800 \operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \alpha_\partial}; \qquad C_2 = \frac{2C_1 \sin \beta}{D_н}$$

Технические требования. Твердость рабочих поверхностей зубьев, шпоночных пазов и тела зубчатых колес, а также твердость и ударная вязкость сердцевины зубьев приведены в табл. 52.

52. Твердость и ударная вязкость зубчатых колес

Параметры	Вал-шестерня	Колесо	
		улучшенное	закаленное
Твердость рабочих поверхностей зубьев и посадочных шеек вал-шестерен	*HRC* 56—60	*HB* 260—290	*HRC* 56—60
Твердость сердцевины зубьев шпоночных пазов и тела зубчатых колес	*HRC* 35—40	*HB* 260—290	*HRC* 35—40
Ударная вязкость сердцевины зубьев	Не ниже 4,5 *кГ · м/см²*		

Допускается изготовление колес конических зубчатых пар с твердостью поверхности зубьев *HRC* 45—50, твердостью сердцевины зубьев *HRC* 40—45 и ударной вязкостью сердцевины зубьев не ниже 3,5 *кГ·м/см²*.

Глубина цементованного слоя на зубьях с твердостью поверхности *HRC* 56—60:

Модуль торцовый в *мм*	До 4	Св. 4 до 6	Св. 6 до 8	Св. 8
Глубина цементованного слоя в *мм*	0,75—1,0	1,0—1,3	1,2—1,5	1,4—1,8

Конические зубчатые пары общего применения при скорости до 12 *м/сек* изготовляют со степенью точности и гарантированным боковым зазором 8-7-7-Х

по ГОСТу 1758—56; для передач с окружной скоростью свыше 12 *м/сек* — со степенью точности 7-Х.

Эти степени точности зубчатых пар обеспечиваются при беззазорном сопряжении зубчатых колес с валом и радиальном биении посадочных шеек вала не более:

Диаметр зубчатого колеса в *мм*	До 120	Св. 120 до 200	Св. 200 до 320	Св. 320
Допускаемое биение посадочных шеек вала в *мм*	16	19	22	24

Несоосность поверхностей базовых шеек вал-шестерен под подшипники и торцовое биение опорных торцов вал-шестерен должны быть не более 0,01 *мм*, а биение опорных торцов ступиц насадных зубчатых колес — не более 0,02 *мм*.

Овальность и конусность посадочных отверстий зубчатых колес и базовых шеек вал-шестерен под подшипники должны быть в пределах половины допуска на диаметр, а неплоскостность торцов ступиц зубчатых колес и опорных торцов вал-шестерен — в пределах допуска на торцовое биение.

Допуски на смещение и перекос шпоночных пазов в отверстиях колес должны быть в пределах допуска на ширину шпоночного паза, а допуски на смещение и перекос шпоночных пазов на вал-шестернях — в пределах удвоенного допуска на ширину шпоночного паза.

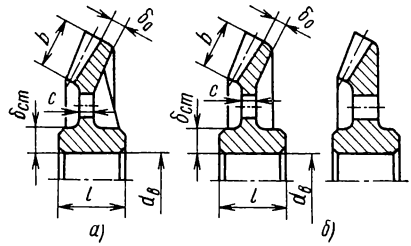


Рис. 15. Конструкция конических колес:

а — литых; *б* — кованых

Острые кромки на торцах зубьев должны быть скруглены (радиус 0,5 *мм*) или ограничены фаской 0,5 × 45°, остальные кромки — притуплены.

Зубчатые колеса с диаметром вершин зубьев свыше 100 *мм* должны быть подвергнуты статической балансировке. При этом допускается для колес с диаметром до 350 *мм* смещение центра тяжести не более 0,05 *мм*, а для колес с диаметром свыше 350 *мм* — 0,06 *мм*.

Конструкция конических зубчатых колес

Кованые и литые стальные колеса. Основные элементы этих колес показаны на рис. 15.

Толщина обода кованого и литого колеса

$$\delta_o = (1{,}8 \div 3)\, m_s.$$

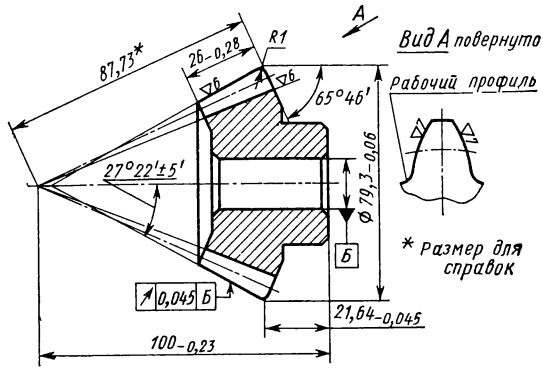
Длина ступицы кованого и литого колеса

$$l = (0{,}9 \div 1{,}3)\, d_в.$$

Толщина ступицы колеса:
кованого $\delta_{ст} = (0{,}3 \div 0{,}35)\, d_в$;
литого $\delta_{ст} = (0{,}4 \div 0{,}45)\, d_в$.
Толщина диска колеса:
кованого $C = (0{,}2 \div 0{,}35)\, b$;
литого $C = (2 \div 2{,}5)\, m_s$, но не менее 10 *мм*.

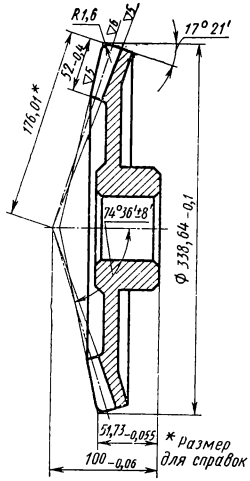
Примеры выполнения элементов зацепления конических зубчатых колес на рабочих чертежах

53. Пример выполнения чертежа венца конического зубчатого колеса с прямыми зубьями



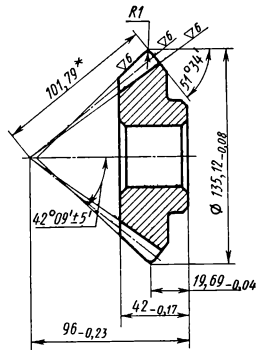
Модуль		m	4
Число зубьев		z	18
Тип зуба		—	Прямой
Исходный контур		—	ГОСТ 13754—68
Коэффициент смещения исходного контура		ξ	0
Угол делительного конуса		φ_∂	24°13'40''
Угол конуса впадин		φ_i	21°06'
Степень точности по ГОСТ 1758—56		—	Ст. 8-7-7-Х
Толщина зуба по хорде		s_x	$5{,}55^{-0{,}075}_{-0{,}185}$
Измерительная высота до хорды		h_x	2,99
Допуск на накопленную погрешность окружного шага		δt_Σ	0,08
Предельные отклонения окружного шага		$\Delta_в t_c$ $\Delta_н t_c$	± 0,009
Пятно контакта с зубьями эталонного зубчатого колеса	по длине (к малому модулю)	%	Не менее 60
	по высоте	%	Не менее 60
Угол конусности зуба		δ_y	8°11'
Обозначение чертежа сопряженного колеса			

54. Пример выполнения чертежа венца конического колеса с косыми зубьями



Торцовый модуль	m_s	7
Число зубьев		48
Тип зуба	—	Косой
Угол наклона зуба у внешнего дополнительного конуса	β_e	16°29′
Направление зуба	—	Левое
Исходный контур	—	—
Коэффициент смещения исходного контура	ξ	—0,34
Угол делительного конуса	φ_∂	72°38′45″
Угол конуса впадин	φ_1	69°08′
Степень точности по ГОСТу 1758—56	—	Ст. 7-8-7-Х
Толщина зуба по хорде в нормальном сечении	s_{xn}	$8{,}8^{-0{,}18}_{-0{,}29}$
Измерительная высота до хорды	h_x	4,4
Допуск на радиальное биение зубчатого венца	E_0	0,08
Допуск на погрешность обката	$\delta\varphi_\Sigma$	58″
Допуск на разность окружных шагов	δt	0,045
Пятно контакта с зубьями парного зубчатого колеса по длине (к малому модулю) и по высоте	%	Не менее 60
Угол конусности зуба	δ_y	2°43′
Эксцентриситет зуба	e_0	49.94
Обозначение чертежа сопряженного колеса	—	

55. Пример выполнения чертежа венца конического колеса (шестерни) с круговыми зубьями



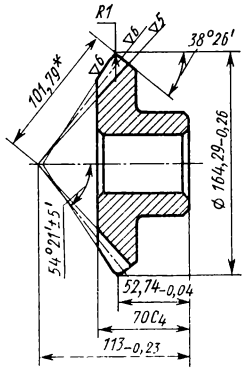
* *Размер для справок*

Торцовый модуль		m_s	5,5
Число зубьев		z	23
Тип зуба		—	Круговой
Угол наклона зуба в середине зубчатого венца		β	35°
Направление зуба		—	Правое
Исходный контур	Угол профиля	$\alpha_д$	20°
	Коэффициент высоты головки	f_0	0,85
	Коэффициент радиального зазора	c_0	0,2
	Радиус закругления	r_i	0,4
Коэффициент смещения исходного контура		ξ	±0,15
Коэффициент тангенциальной коррекции		τ	+0,02
Угол делительного конуса		$\varphi_д$	36°26'05''
Угол конуса впадин		φ_i	35°39'
Степень точности по ГОСТу 1758—56		—	Ст. 9-8-8-Ш
Боковой зазор в паре	Величина	c_n	0,260 0,636
	Колебание	$\delta_0 c_n$	0,16
Допуск на радиальное биение зубчатого венца		E_0	0,15
Допуск на разность окружных шагов		δt	0,032
Пятно контакта с зубьями парного зубчатого колеса по длине (к малому модулю) и по высоте в %		Не менее 50	
Толщина зуба по хорде в нормальном сечении		s_{xn}	$4{,}15^{-0{,}2}_{-0{,}4}$
Измерительная высота до хорды		h_x	5,42
Метод нарезания зубьев		—	Односторонний

Продолжение табл. 55

	Размеры резцовой головки	Диаметр	$D_н$	200
		Развод резцов	W	1,6
		Номер резцов	№	12
	Обозначение чертежа сопряженного колеса		—	

56. Пример выполнения чертежа венца конического зубчатого с круговыми зубьями



* Размер для справок

Торцовый модуль		m_s	5,5
Число зубьев			29
Тип зуба		—	Круговой
Угол наклона зуба в середине зубчатого венца		β	35
Направление зуба		—	Левое
Исходный контур	Угол профиля	$\alpha_д$	20°
	Коэффициент высоты головки	f_0	0,85
	Коэффициент радиального зазора	c_0	0,2
	Радиус закругления	r_i	0,4
Коэффициент смещения исходного контура		ξ	—0,15
Коэффициент тангенциальной коррекции		τ	—0,02
Угол делительного конуса		$\varphi_д$	51°33'55''
Угол конуса впадин		φ_i	47°51'
Степень точности по ГОСТу 1758-56		—	Ст. 9-8-8-Ш
Толщина зуба шестерни по дуге делительного конуса		$s_{д1}$	9,48
Обозначение чертежа сопряженного колеса		—	

Если литое колесо без ребер, то $C = (0{,}3 \div 0{,}4)\,b$.

Пример конструктивного исполнения узла вал-шестерни с круговым зубом показан на рис. 16.

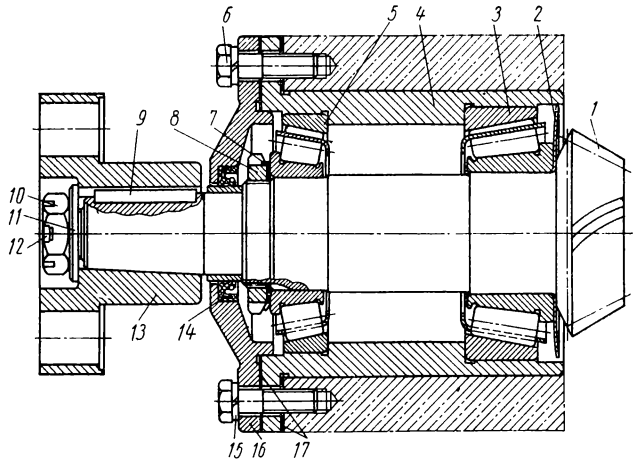


Рис. 16. Конструкция узла вал-шестерни с круговым зубом:

1 — вал-шестерня; *2* — маслоотражатель; *3* — роликоподшипник; *4* — стакан; *5* — роликоподшипник; *6* — болт; *7* — стопорная шайба; *8* — круглая гайка; *9* — шпонка; *10* — гайка; *11* — шайба; *12* — шплинт; *13* — полумуфта; *14* — манжета; *15* — шайба пружинная; *16* — крышка; *17* — прокладка

Расчет прямозубых и косозубых цилиндрических и прямозубых конических колес на прочность

Зубья на изгиб рассчитывают для определения размеров, которые исключали бы их поломку, вызываемую развитием усталостных трещин. Поверхности зубьев по контактным напряжениям рассчитывают, чтобы определить параметры зацепления, исключающие выкрашивание этих поверхностей. Из пары сцепляющихся зубчатых колес рассчитывают меньшее (шестерню). Обозначения, кроме особо оговоренных, те же, что и при геометрическом расчете. Исходные данные и расчетные формулы приведены в табл. 57—59.

Значения коэффициентов приведены: y в табл. 60; k_v в табл. 61; k в табл. 62; допускаемые напряжения $[\sigma_{из}]$ и $[\sigma_{доп}]$ в табл. 63.

57. Исходные данные

Зубчатые колеса	Наименование величин	Обозначение	Размерность
Цилиндрические и конические	Крутящий момент на колесе	$M_к$	$кГ \cdot см$
	Передаточное отношение *	$i = \frac{z_2}{z_1}$	
	Число оборотов колеса	n_1	*об/мин*
Цилиндрические	Угол наклона зуба	$\beta_д$	*град*
	Модуль зацепления (нормальный)	m	*мм*

Продолжение табл. 57

Зубчатые колеса	Наименование величин	Обозначение	Размерность
Конические	Модуль зацепления (наибольший)	m	*мм*
	Длина образующей делительного конуса	L	»
	Степень полноты	$\psi = \frac{b}{L}$	

* Обычно принимают > 1.

58. Расчетные формулы для цилиндрических передач

Определяемая величина	Формула
Приведенное число зубьев	$z_{np} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta}$
Окружная скорость в *м/сек*	$v = \frac{\pi m z_1 n_1}{60\,1000 \cos \beta}$
Напряжение изгиба в *кГ/мм²*	$\sigma_{из} = \frac{6{,}35 \cos \beta}{m^2 b z_1 y_1} M_к \frac{1}{k_v} \leqslant [\sigma_{из}]$
Контактные напряжения в *кГ/мм²*	$\sigma^*_{из} = \frac{k \cos \beta}{z_1 m} \sqrt{\frac{i \pm 1^{**}}{ib}} M_к \frac{1}{k_v} \leqslant [\sigma_{доп}]$

* При определении контактного напряжения колеса вместо z_1 подставлять z_2.

** При зацеплении с рейкой вместо $\frac{i \pm 1}{ib}$ подставлять $\frac{1}{b}$. При наружном зацеплении — знак «+», при внутреннем — знак «—»:

59. Расчетные формулы для конических передач

Определяемая величина	Формула
Приведенное число зубьев	$z_{np} = \frac{z_1}{\cos \varphi_1}$
Окружная скорость в *м/сек*	$v = \frac{\pi m (1 - 1{,}5\psi) z_1 n_1}{60 \cdot 1000}$
Напряжение изгиба в *кГ/мм²*	$\sigma_{из} = \frac{6.35}{m^2 (1 - 0.5\psi)^2 z_1 y_1 b} M_к \frac{1}{k_v} \leqslant [\sigma_{из}]$
Контактные напряжения в *кГ/мм²*	$\sigma^* = \frac{k}{z_1 m (1 - 0.5\psi)} \sqrt{\frac{\sqrt{i^2 + 1^{**}}}{i + b}} M_к \frac{1}{k_v} \leqslant [\sigma_{доп}]$

* При определении контактного напряжения колеса вместо z_1 подставлять z_2.

** При межосевом угле $\delta \neq 90°$ вместо $\sqrt{i^2 + 1}$ следует подставлять $\frac{\sin \delta}{\sin \varphi}$.

60. Коэффициент формы зуба y *

	14	15	16	17	18	19
y	0,088	0,092	0,094	0,096	0,098	0,100
	20	21	23	25	27	30
y	0,102	0,104	0,106	0,108	0,111	0,114
	34	38	43	50	60	73
y	0,118	0,122	0,126	0,130	0,134	0,138
z	100	150	300		Рейка	
y	0,142	0,146	0,150		0,154	

* Берется по приведенному числу зубьев для цилиндрических косозубых и конических прямозубых колес.

61. Скоростной коэффициент k_v для 7-й степени точности

v в *м/сек*	$\leqslant 1$	2	3	4	5	6
k_v	1	0.75	0,67	0,60	0.55	0.50

62. Коэффициент давления k

Деталь	Материал	k	Материал	k
Шестерня	Сталь	670	Сталь	560
Колесо			Чугун	
Шестерня	Чугун	470	Текстолит	170
Колесо			Сталь	

63. Допускаемые напряжения для зубьев колес [1]

Материал	Термическая обработка	Расчетные значения механических характеристик			Допускаемые напряжения в $кГ/мм^2$			
		Предел прочности $\sigma_в$ в $кГ/мм^2$	Предел усталости σ_{-1} в $кГ/мм^2$	Твердость	изгиба $[\sigma_{из}]$ при модуле m			контактные
					до 6	7—10	12—13	$[\sigma_{доп}]$
Сталь 45	Нормализация	60—75	25—34	*HB* 170—217	14	13,5	13	50
	Улучшение	75—90	32—40	*HB* 220—250	18	17	16,5	60
	Закалка по сечению	>100	40—50	*HRC* 38—48	—	—	—	80
	Закалка по профилю с выкружкой		—	Поверхность *HRC* 48—55	26	25	24	95
Сталь 50Г	Закалка	95—100	42—50	*HRC* 28—33	24	23		
Сталь 40Х	Улучшение	80—100	36—48	*HB* 230—260	22	21	20	65
	Закалка по сечению	150—165	55—65	*HRC* 45—50	38	36	35	90
	Закалка по профилю с выкружкой	—	50—56	Поверхность *HRC* 50—55	32	30	—	95
Сталь 20Х	Цементация и закалка	> 80	48—56	Поверхность *HRC* 56—62	32	30	28	105
Сталь 18ХГТ	Цементация и закалка	110—130	≈50—60	Поверхность *HRC* 56—62, сердцевина *HRC* 33	40	38	35	110
Сталь 12ХН3	Цементация и закалка	> 90	≈50—60	Поверхность *HRC* 56—62	35	33	30	105
Чугун СЧ 15-32	—	⩾ 15	—	*HB* 160—229		4,6	4,4	50
Чугун СЧ 21-40	—	⩾ 21	11—13	*HB* 170—241	6	5,5	5,2	60

[1] Решетов Д. Н. и др. Расчеты при модернизации станков. М., Машгиз, 1956.

Продолжение табл. 63

Материал	Термическая обработка	Расчетные значения механических характеристик			Допускаемые напряжения в $кГ/мм^2$			
		Предел прочности $\sigma_в$ в $кГ/мм^2$	Предел усталости σ_{-1} в $кГ/мм^2$	Твердость	изгиба $[\sigma_{из}]$ при модуле m			контактные
					до 6	7—10	12—13	$[\sigma_{доп}]$
Чугун СЧ 32-52	—	$\geqslant 32$	14—15	*НВ* 187—255	8	7,5	7	75
Текстолит	—	8,5/5,8	—	*НВ* 30—34	—	—	4—5	10

Примечания: 1. Значения напряжения изгиба для колес с поверхностной закалкой т. в. ч. соответствуют хорошо отработанному процессу термообработки. В ином случае напряжения нужно снижать на 15%.

2. В случае сквозной закалки (т. в. ч.) зубьев малых модулей можно пользоваться значениями допускаемых напряжений при закалке профиля с выкружкой.

3. При поверхностной термообработке, не охватывающей выкружку, допускаемые напряжения изгиба берут по механическим характеристикам сердцевины.

Корригирование зубчатого зацепления

Чтобы повысить прочность зубьев на изгиб, снизить контактные напряжения на их поверхности и уменьшить износ за счет относительного скольжения профилей, рекомендуется корригировать методом сдвига инструмента все цилиндрические и конические зубчатые передачи, у которых $z_1 \neq z_2$. Наибольший результат достигается в следующих случаях:

1) при корригировании передач, у которых шестерня имеет малое число зубьев ($z_1 < 17$), так как при этом устраняется подрез у корня зуба;

2) при больших передаточных числах, так как в этом случае значительно снижается относительное скольжение профилей.

Корригирование прямозубых колес

При нарезании корригированных колес контур исходной рейки может быть смещен от оси вращения зубчатого колеса (положительное смещение) или в сторону оси вращения (отрицательное смещение). Характер изменения формы зуба при различных направлениях смещения исходного контура (инструмента) показан на рис. 17.

Наиболее часто применяют высотное и угловое корригирование.

Высотное корригирование. При высотном корригировании межосевое расстояние остается то же. Внешний диаметр изменяется на величину $\pm 2\,\xi m$, где знак «+» относится к шестерне, а знак «—» к колесу. Величину ξ берут по табл. 64.

64. Значения коэффициентов смещения $\xi_1 = -\xi_2$, при $\alpha = 20°$ и $f = 1{,}0$

z_1	z_2														
	17	18	19	20	21	22	24	27	32	40	50	60	72	90	110
11	—	—	—	—	—	—	0,408	0,430	0,460	0,495	0,520	0,540	0,554	0,563	0,566
12	—	—	—	—	—	0,328	0,357	0,389	0,422	0,460	0,487	0,510	0,527	0,537	0,541
13	—	—	—	—	0,264	0,283	0,313	0,347	0,385	0,427	0,457	0,479	0,499	0,511	0,515
14	—	—	—	0,199	0,220	0,239	0,271	0,308	0,360	0,395	0,427	0,450	0,472	0,485	0,493
15	—	—	0,134	0,159	0,181	0,201	0,235	0,271	0,315	0,363	0,398	0,423	0,445	0,462	0,472
16	—	0,062	0,094	0,120	0,144	0,165	0,199	0,232	0,282	0,333	0,373	0,397	0,421	0,440	0,452
17	0,000	0,032	0,060	0,066	0,110	0,131	0,165	0,205	0,251	0,306	0,348	0,374	0,398	0,418	0,433
18	—	0,000	0,030	0,056	0,080	0,101	0,136	0,178	0,224	0,282	0,326	0,353	0,378	0,400	0,414
19	—	—	0,000	0,027	0,052	0,073	0,109	0,132	0,200	0,260	0,305	0,334	0,361	0,382	0,396

Продолжение табл. 64

z_1	z_2														
	17	18	19	20	21	22	24	27	32	40	50	60	72	90	100
20	—	—	—	0,000	0,025	0,047	0,085	0,128	0,178	0,240	0,285	0,316	0,344	0,365	0,379
21	—	—	—	—	0,000	0,023	0,052	0,107	0,159	0,222	0,268	0,299	0,328	0,350	0,364
22	—	—	—	—	—	0,000	0,041	0,087	0,141	0,205	0,251	0,283	0,313	0,335	0,350
24	—	—	—	—	—	—	0,000	0,051	0,110	0,173	0,219	0,252	0,281	0,305	0,324
27	—	—	—	—	—	—	—	0,000	0,065	0,129	0,176	0,212	0,243	0,267	0,289
30	—	—	—	—	—	—	—	—	0,025	0,089	0,138	0,178	0,208	0,235	0,259
33	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,057	0,108	0,149	0,180	0,206	0,232

Более полная таблица имеется в книге инж. Дикер Я. И. Эвольвентное зацепление с прямыми зубцами. Труды ЦКБ Редукторостроение. Оргаметалл. М., 1935.

Размер зуба при измерении по постоянной хорде можно подсчитать по формулам:

$$s = m\left(\frac{\pi}{2}\cos^2\alpha + \xi \sin 2\alpha\right);$$

$$h'_x = \frac{1}{2}(D_e - d_\partial) - m\left(\frac{\pi}{8}\sin 2\alpha + \xi \sin^2\alpha\right),$$

или воспользовавшись табл. 65 и формулами

$$s = s'm;$$

$$h'_x = \frac{1}{2}(D_e - d_\partial) - h''m.$$

Пример расчета при высотном корригировании приведен в табл. 66.

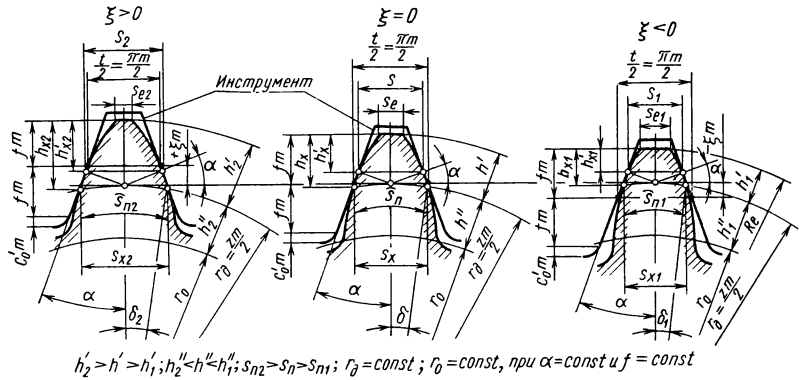


Рис. 17. Характер изменения формы зуба при различных смещениях:
а — положительном; *б* — нулевом; *в* — отрицательном

Угловое корригирование. При угловом корригировании межцентровое расстояние отличается от нормального и угол зацепления в паре не равен 20°. Этот способ рекомендуется, если $z_1 + z_2 \leqslant 34$, а также когда по конструктивным соображениям нельзя вписаться в нормальное межцентровое расстояние.

Окружность выступов колес подсчитывают так:

по суммарному сдвигу определяют глубину захода

$$h_3 = A - m\left(\frac{z_1 + z_2}{2} + \xi_c - 2\right);$$

65. Значение постоянной хорды и расстояние ее от делительной окружности при $m = 1$

$\alpha = \alpha_{оп} = 20°$

ξ	s'	h''	ξ	s'	h''	ξ	s'	h''	ξ	s'	h''
−0,50	1,0657	0,1940	−0,20	1,2585	0,2291	0.10	1,4513	0,2641	0,40	1,6442	0,2992
−0,49	1,0721	0,1951	−0,19	1,2649	0,2302	0.11	1,4577	0.2653	0,41	1,6506	0.3004
−0,48	1,0785	0,1963	−0,18	1,2714	0.2314	0.12	1,4642	0,2665	0,42	1,6570	0.3016
−0,47	1,0850	0,1975	−0,17	1,2778	0,2326	0.13	1,4706	0.2676	0,43	1,6635	0.3027
−0,46	1,0914	0,1986	−0,16	1,2842	0.2337	0.14	1,4770	0.2688	0,44	1,6699	0.3039
−0,45	1,0978	0,1998	−0,15	1,2906	0.2349	0.15	1,4835	0.2700	0.45	1,6763	0.3051
−0,44	1,1042	0,2010	−0,14	1,2971	0.2361	0.16	1,4899	0.2711	0.46	1,6827	0.3062
−0,43	1,1107	0.2021	−0.13	1,3035	0.2372	0.17	1,4963	0.2723	0,47	1,6892	0.3074
−0,42	1,1171	0.2033	−0,12	1,3099	0.2384	0.18	1,5028	0,2735	0.48	1,6956	0.3086
−0,41	1,1235	0.2045	−0,11	1,3164	0.2396	0.19	1,5092	0.2747	0,49	1,7020	0.3098
−0,40	1,1299	0,2057	−0.10	1,3228	0.2408	0.20	1,5156	0,2758	0.50	1,7084	0.3109
−0,39	1,1364	0.2068	−0,09	1,3292	0.2419	0.21	1,5220	0.2770	0.51	1,7149	0.3121
−0,38	1,1428	0.2080	−0,08	1,3356	0.2431	0.22	1,5285	0.2782	0.52	1,7213	0.3133
−0,37	1,1492	0,2092	−0,07	1,3421	0.2443	0.23	1,5349	0.2793	0,53	1,7277	0.3144
−0,36	1,1557	0,2103	−0,06	1,3485	0.2454	0.24	1,5413	0.2805	0,54	1,7342	0.3156
−0,35	1,1621	0.2115	−0,05	1,3549	0.2466	0.25	1,5477	0.2817	0.55	1,7406	0.3168
−0,34	1,1685	0.2128	−0,04	1,3614	0.2478	0.26	1,5542	0.2828	0.56	1,7470	0.3179
−0,33	1,1749	0,2137	−0,03	1,3678	0.2490	0.27	1,5606	0.2840	0.57	1,7534	0.3191
−0,32	1,1814	0,2150	−0,02	1,3742	0.2501	0.28	1,5670	0.2852	0.58	1,7599	0.3203
−0,31	1,1878	0.2162	−0.01	1,3806	0.2513	0.29	1,5735	0.2864	0.59	1,7663	0.3215
−0,30	1,1942	0,2174	0,00	1,3870	0.2524	0.30	1,5799	0.2875	0,60	1,7727	0.3226
−0,29	1,2006	0.2185	0.01	1,3935	0.2536	0.31	1,5863	0.2887	0.61	1,7792	0.3238
−0,28	1,2070	0.2197	0.02	1,3999	0.2548	0.32	1,5927	0.2899	0.62	1,7856	0 3250
−0,27	1,2135	0,2209	0,03	1,4063	0.2559	0.33	1,5992	0.2910	0,63	1,7920	0.3261
−0,26	1,2199	0.2220	0,04	1,4128	0.2571	0.34	1,6056	0.2922	0,64	1,7984	0.3273
−0,25	1,2264	0.2232	0.05	1,4192	0.2583	0.35	1,6120	0.2934	0.65	1,8049	0.3285
−0,24	1.2328	0.2244	0,06	1,4256	0.2594	0,36	1,6185	0.2945	0.66	1,8113	0.3296
−0,23	1,2392	0,2255	0,07	1,4320	0.2606	0.37	1,6249	0.2957	0.67	1,8177	0.3308
−0,22	1,2457	0,2267	0,08	1,4385	0.2618	0.38	1,6313	0.2969	0.68	1,8242	0.3320
−0,21	1,2521	0,2279	0,09	1,4449	0,2630	0,39	1,6377	0,2981	0,69	1,8306	0.3332
									0,70	1,8370	0,3342

Высотную коррекцию рекомендуется применять во всех случаях, когда $z_1 + z_2 > 34$.

по сдвигу профиля и глубине захода находят диаметр окружности выступов

$$D_e = 2m\left(\frac{z}{2} + \xi - 1\right) + 2h_3.$$

Измерительные размеры зуба определяют следующими способами:

а) по постоянной хорде (табл. 65), если сдвиг профиля лежит в пределах $-0{,}5 < \xi < 0{,}7$;

б) по хорде дуги делительной окружности:

вначале находят толщину зуба по дуге делительной окружности

$$s_n = m\,(1{,}5708 + 0{,}72794\xi),$$

затем подсчитывают половину угловой толщины зуба

$$\delta = \frac{57{,}2958 s_n}{d_\partial}$$

(результат получается в градусах) и, наконец,

$$s_x = d_\partial \sin\delta; \qquad h_x = \frac{1}{2}(D_e - d\cos\delta);$$

в) по хорде на произвольном радиусе колеса, если делительная окружность выходит за пределы зуба, в следующем порядке:

находят угол давления в замеряемой точке

$$\cos\alpha_x = \frac{0{,}93969 d_\partial}{d_x},$$

66. Формулы и пример расчета прямозубой передачи при высотном корригировании

Дано: $z_1 = 15$; $z_2 = 25$; $m = 3$; $A = m\frac{z_1 + z_2}{2} = 60$.

Линейные размеры в *мм*

Искомое	Формула	Числовое значение
ξ_1 ξ_2	По табл. 64 с интерполяцией	+0,247 −0,247
$d_{\partial 1}$ $d_{\partial 2}$	$d_{\partial 1} = mz_1$ $d_{\partial 2} = mz_2$	45 75
D_{e1} D_{e2}	$D_{e1} = 2m\left(\frac{z_1}{2} + 1 + \xi_1\right)$ $D_{e2} = 2m\left(\frac{z_2}{2} + 1 - \xi_2\right)$	52,48 79,52
s_1 s_2	$s_1 = s_1' m$ $s_2 = s_2' m$	4,63 3,71
h_{x_1}' h_{x_2}'	$h_{x1}' = \frac{1}{2}(D_{e1} - d_{\partial 1}) - h_1'' m$ $h_{x2}' = \frac{1}{2}(D_{e2} - d_{\partial 2}) - h_2'' m$	2,89 1,60

где $d_x \approx D_e - 2m$, затем по значению α_x определяют эвольвентную функцию (инволюту) данного угла (табл. 67) и вычисляют половину угловой толщины в замеряемой точке:

$$\delta_x = 0{,}014904 + \frac{1{,}5708 + 0{,}72794}{z} - \operatorname{inv}\alpha_x.$$

Полученное значение угла δ_x из радианной меры переводят в градусы и, наконец,

$$s_x = d_x \sin\delta_x; \quad h_x = \frac{1}{2}(D_e - d_x\cos\delta_x).$$

В практике встречаются случаи, когда по конструктивным соображениям межцентровое расстояние не может быть равным $0{,}5\,(z_1 + z_2)\,m$, тогда производят коррекцию колес следующим образом. Вначале определяют фактический угол зацепления

$$\cos\alpha = \frac{0{,}93969m\,(z_1 + z_2)}{2A}.$$

По табл. 67 находят его инволюту и определяют суммарный сдвиг профиля

$$\xi_c = \frac{z_1 + z_2}{0{,}72794}(\operatorname{inv}\alpha - 0{,}014904),$$

который распределяют между шестерней и колесом так, чтобы примерно выдержать соотношения, указанные в табл. 64, либо по формулам:

$$\xi_1 = \frac{\xi_c\,(0{,}748 - 0{,}017z_1)}{1{,}496 - 0{,}017\,(z_1 + z_2)}; \quad \xi_2 = \xi_c - \xi_1.$$

Дальнейший расчет ведут как при обычной угловой коррекции. Вычисляют h_3, D_{e1}, D_{e2}, s_1, s_2 и т. д.

67. Значение функции $\text{inv}\,\alpha_x = \text{tg}\,\alpha_x - \alpha_x$ радиан

Минуты	0°	1°	2°	3°	4°	5°	6°
0	0.000000000000	0,00000177	0,00001418	0,00004790	0,00011364	0,00022220	0,0003845
1	0008	186	454	871	507	443	877
2	0066	196	491	952	651	668	909
3	0122	205	528	0,00005034	796	894	942
4	0525	215	565	117	943	0,00023123	975
5	1026	225	603	201	0,00012090	352	0,0004008
6	1772	236	642	286	239	583	041
7	2814	247	682	372	389	816	074
8	4201	258	722	458	541	0,00024049	108
9	5981	270	762	546	693	284	141
10	8205	281	804	634	847	522	175
11	0,000000010920	0,00000294	0,00001846	0,00005724	0,00013002	0,00024761	0,0004209
12	14178	306	888	814	158	0,00025001	244
13	18026	319	931	906	316	243	278
14	22514	333	975	998	474	486	313
15	27691	346	0,00002020	0,00006091	634	731	347
16	33606	360	065	186	796	977	382
17	40310	375	111	281	958	0,00026225	417
18	47850	389	158	377	0,00014122	474	453
19	56276	404	205	474	287	726	488
20	65638	420	253	573	453	978	524
21	0,000000075984	0,00000436	0,00002301	0,00006672	0,00014621	0.00027233	0,0004560
22	087364	452	351	772	790	489	596
23	099827	469	401	873	960	746	632
24	113423	486	452	975	0,00015132	0,00028005	669
25	128199	504	503	0,00007078	305	266	706
26	144207	522	555	183	479	528	743
27	161495	540	608	288	655	792	780
28	180212	559	662	394	831	0,00029058	817
29	200108	579	716	501	0,00016010	325	854
30	221531	598	771	610	189	594	892
31	0,000000244431	0,00000618	0,00002827	0,00007719	0,00016370	0,00029864	0,0004930
32	268857	639	884	829	552	0,00030137	968
33	294859	660	941	941	736	410	0,0005006
34	322486	682	999	0,00008053	921	686	045
35	351787	704	0,00003058	167	0,00017107	963	083
36	382810	726	117	281	294	0,00031242	122
37	415607	749	178	397	483	522	161
38	450224	772	239	514	674	804	200
39	486713	796	301	632	866	0,00032088	240
40	525122	821	364	751	0,00018059	374	280
41	0,000000565501	0,00000846	0,00003427	0,00008871	0,00018253	0,00032661	0,0005319
42	0607898	871	491	992	449	950	359
43	0652363	897	556	0,00009114	646	0,00033241	400
44	0698946	923	622	237	845	533	440
45	0747695	950	689	362	0,00019045	827	481
46	0798660	978	757	487	247	0,00034123	522
47	0851889	0,00001005	825	614	450	421	563
48	0907433	034	894	742	654	720	604
49	0965341	063	964	870	860	0,00035021	645
50	1025661	092	0,00004035	0,00010000	0,00020067	324	687
51	0,000001088443	0,00001123	0,00004107	0,00010132	0,00020276	0,00035628	0,0005729
52	1153737	153	179	264	486	934	771
53	1221591	184	252	397	698	0,00036242	813
54	1292056	216	327	532	911	552	856
55	1365179	248	402	668	0,00021125	864	898
56	1441011	281	478	805	341	0,00037177	941
57	1519600	315	554	943	559	492	985
58	1600997	349	632	0,00011082	778	809	0,0006028
59	1685250	383	711	223	998	0,00038128	071
60	0,000001772408	0,00001418	0,00004790	0,00011364	0,00022220	0,00038448	0,0006115

Продолжение табл. 67

Минуты	7°	8°	9°	10°	11°	12°	13°
0	0,0006115	0,0009145	0,0013048	0,0017941	0,0023941	0,0031171	0,0039754
1	158	203	121	0,0018031	0,0024051	302	909
2	203	260	195	122	161	434	0,0040065
3	248	318	268	213	272	567	221
4	292	377	342	305	383	699	377
5	337	435	416	397	495	832	534
6	382	494	491	489	607	966	692
7	427	553	566	581	719	0,0032100	849
8	473	612	641	674	831	234	0,0041008
9	518	672	716	767	944	369	166
10	564	732	792	860	0,0025057	504	325
11	0,0006610	0,0009792	0,0013868	0,0018954	0,0025171	0,0032639	0,0041485
12	657	852	944	0,0019048	285	775	644
13	703	913	0,0014020	142	399	911	805
14	750	973	97	237	513	0,0033048	965
15	797	0,00010034	174	332	628	185	0,0042126
16	844	096	251	427	744	322	288
17	892	157	329	523	859	460	450
18	939	219	407	619	975	598	612
19	987	281	485	715	0,0026091	736	775
20	0,0007035	343	563	812	208	875	938
21	0,0007083	0,0010406	0,0014642	0,0019909	0,0026325	0,0034014	0,0043102
22	132	469	721	0,0020006	443	154	266
23	181	532	800	103	560	294	430
24	230	595	880	201	678	434	595
25	279	659	960	299	797	575	760
26	328	722	0,0015040	398	916	716	926
27	378	786	120	497	0,0027035	858	0,0044092
28	428	851	201	596	154	0,0035000	259
29	478	915	282	695	274	142	426
30	528	980	363	795	394	285	593
31	0,0007579	0,0011045	0,0015445	0,0020895	0,0027515	0,0035428	0,0044761
32	629	111	527	995	636	572	929
33	680	176	699	0,0021096	757	716	0,0045098
34	732	242	691	197	879	860	267
35	783	308	774	299	0,0028001	0,0036005	437
36	835	375	857	400	123	150	607
37	887	441	941	502	246	296	777
38	939	508	0,0016024	605	369	441	948
39	991	575	108	707	493	588	0,0046120
40	0,0008044	643	193	810	616	735	291
41	0,0008096	0,0011711	0,0016277	0,0021914	0,0028741	0,0036882	0,0046464
42	150	779	362	0,0022017	865	0,0037029	636
43	203	847	447	121	990	177	809
44	256	915	533	226	0,0029115	326	983
45	310	984	618	330	241	474	0,0047157
46	364	0,0012053	704	435	367	623	331
47	418	122	791	541	494	773	506
48	473	192	877	647	620	923	681
49	527	262	964	753	747	0,0038073	857
50	582	332	0,0017051	859	875	224	0,0048033
51	0,0008638	0,0012402	0,0017129	0,0022966	0,0030003	0,0038375	0,0048210
52	693	473	227	0,0023073	131	527	387
53	749	544	315	180	260	679	564
54	805	615	403	288	389	831	742
55	861	687	492	396	518	984	921
56	917	758	581	504	648	0,0039137	0,0049099
57	974	830	671	613	778	291	279
58	0,0009031	903	760	722	908	445	458
59	088	975	850	831	0,0031039	599	639
60	0,0009145	0,0013048	0,0017941	0,0023941	0,0031171	0,0039754	0,0049819

Продолжение табл. 67

Минуты	14°	15°	16°	17°	18°	19°	20°	21°	22°
0	0,0049819	0,0061498	0,007493	0,009025	0,010760	0,012715	0,014904	0,017345	0,020054
1	0,0050000	707	517	052	791	750	943	388	101
2	182	917	541	079	822	784	982	431	149
3	364	0,0062127	565	107	853	819	0,015020	474	197
4	546	337	589	134	884	854	059	517	244
5	729	548	613	161	915	888	098	560	292
6	912	760	637	189	946	923	137	603	340
7	0,0051096	972	661	216	977	958	176	647	388
8	280	0,0063184	686	244	0,011008	993	215	690	436
9	465	397	710	272	039	0,013028	254	734	484
10	650	611	735	299	071	063	293	777	533
11	0,0051835	0,0063825	0,007759	0,009327	0,011102	0,013098	0,015333	0,017821	0,020581
12	0,0052022	0,0064039	784	355	133	134	372	865	629
13	208	254	808	383	165	169	411	908	678
14	395	470	833	411	196	204	451	952	726
15	582	686	857	439	228	240	490	996	775
16	770	902	882	467	260	275	530	0,018040	824
17	958	0,0065119	907	495	291	311	570	084	873
18	0,0053147	337	932	523	323	346	609	129	921
19	336	555	957	552	355	382	649	173	970
20	526	773	982	580	387	418	689	217	0,021019
21	0,0053716	0,0065992	0,008007	0,009608	0,011419	0,013454	0,015729	0,018262	0,021069
22	907	0,0066211	032	637	451	490	769	306	118
23	0,0054098	431	057	665	483	526	809	351	167
24	290	652	082	694	515	562	850	395	217
25	482	873	107	722	547	598	890	440	266
26	674	0,0067094	133	751	580	634	930	485	316
27	867	316	158	780	612	670	971	530	365
28	0,0055060	539	183	808	644	707	0,016012	575	415
29	254	762	209	837	677	743	052	620	465
30	448	985	234	866	709	779	092	665	514
31	0,0055643	0,0068209	0,008260	0,009895	0,011742	0,013816	0,016133	0,018710	0,021564
32	838	434	285	924	775	852	174	755	614
33	0,0056034	659	311	953	807	889	215	800	665
34	230	884	337	982	840	926	255	846	715
35	427	0,0069110	362	0,010012	873	963	296	891	765
36	624	337	388	041	906	999	337	937	815
37	822	564	414	070	939	0,014036	379	983	866
38	0,0057020	791	440	099	972	073	420	0,019028	916
39	218	0,0070019	466	129	0,012005	110	461	074	967
40	417	248	492	158	038	148	502	120	0,022018
41	0,0057617	0,0070477	0,008518	0,010188	0,012071	0,014185	0,016544	0,019166	0,022068
42	817	706	544	217	105	222	585	212	119
43	0,0058017	936	571	247	138	259	627	258	170
44	218	0,0071167	597	277	172	297	669	304	221
45	420	398	623	307	205	334	710	350	272
46	622	630	650	336	239	372	752	397	324
47	824	862	676	366	272	409	794	443	375
48	0,0059028	0,0072095	702	396	306	447	836	490	426
49	230	328	729	426	340	485	878	536	478
50	434	561	756	456	373	523	920	583	529
51	0,0059638	0,0072796	0,008782	0,010486	0,012407	0,014560	0,016962	0,019630	0,022581
52	843	0,0073030	809	517	441	598	0,017004	676	633
53	0,0060048	266	836	547	475	636	047	723	684
54	254	501	863	577	509	674	089	770	736
55	460	738	889	608	543	713	132	817	788
56	667	975	916	638	578	751	174	864	840
57	874	0,0074212	943	669	612	789	217	912	892
58	0,0061081	450	970	699	646	827	259	959	944
59	289	688	998	730	681	866	302	0,020007	997
60	0,0061498	0,0074927	0,009025	0,010760	0,012715	0,014904	0,017345	0,020054	0,023049

Продолжение табл. 67

Минуты	23°	24°	25°	26°	27°	28°	29°	30°	31°
0	0,023049	0,026350	0,029975	0,033947	0,038287	0,043017	0,048164	0,053751	0,059809
1	102	407	0,030039	0,034016	362	100	253	849	914
2	154	465	102	086	438	182	343	946	0,060019
3	207	523	166	155	514	264	432	0,054043	124
4	259	581	229	225	590	347	522	140	230
5	312	639	293	294	666	430	612	238	335
6	365	697	357	364	742	513	702	336	441
7	418	756	420	434	818	596	792	433	547
8	471	814	484	504	894	679	883	531	653
9	524	872	549	574	971	762	973	629	759
10	577	931	613	644	0,039047	845	0,049064	728	866
11	0,023631	0,026989	0,030677	0,034714	0,039122	0,043929	0,049154	0,054826	0,060972
12	684	0,027048	741	785	201	0,044012	245	924	0,061079
13	738	107	806	855	278	096	336	0,055023	186
14	791	166	870	926	355	180	427	122	292
15	845	225	935	997	432	264	518	221	400
16	899	284	0,031000	0,035067	509	348	609	320	507
17	952	343	065	138	586	432	701	419	614
18	0,024006	402	130	209	664	516	792	518	721
19	060	462	195	280	741	601	884	617	829
20	114	521	260	352	819	685	976	717	937
21	0,024169	0,027581	0,031325	0,035423	0,039897	0,044770	0,050068	0,055817	0,062045
22	223	640	390	494	974	855	160	916	153
23	277	700	456	566	0,040052	939	252	0,056016	261
24	332	760	521	637	131	0,045024	344	116	369
25	386	820	587	709	209	110	437	217	478
26	441	880	653	781	287	195	529	317	586
27	495	940	718	853	366	280	622	417	695
28	550	0,028000	784	925	444	366	715	518	804
29	605	060	850	997	523	451	808	619	913
30	660	121	917	0,036069	602	537	901	720	0,063022
31	0,024715	0,028181	0,031983	0,036142	0,040680	0,045623	0,050994	0,056821	0,063131
32	770	242	0,032049	214	759	709	0,051087	922	241
33	825	302	116	287	839	795	181	0,057023	350
34	881	363	182	359	918	881	274	124	460
35	936	424	249	432	997	967	368	226	570
36	992	485	315	505	0,041076	0,046054	462	328	680
37	0,025047	546	382	578	156	140	556	429	790
38	103	607	449	651	236	227	650	531	901
39	159	668	516	724	316	313	744	633	0,064011
40	214	729	583	798	395	400	838	736	122
41	0,025270	0,028791	0,032651	0,036871	0,041475	0,046487	0,051933	0,057838	0,064233
42	326	852	718	945	556	575	0,052027	940	343
43	382	914	785	0,037018	636	662	122	0,058043	454
44	439	976	853	092	716	749	217	146	565
45	495	0,029037	920	166	797	837	312	249	677
46	551	099	988	240	877	924	407	352	788
47	608	161	0,033056	314	958	0,047012	502	455	900
48	664	223	124	388	0,042039	100	597	558	0,065012
49	721	285	192	462	120	188	693	662	123
50	778	348	260	537	201	276	788	765	236
51	0,025834	0,029410	0,033328	0,037611	0,042282	0,047364	0,052884	0,058869	0,065348
52	891	472	397	686	363	452	980	973	460
53	948	535	465	761	444	541	0,053076	0,059077	573
54	0,026005	598	534	835	526	630	172	181	685
55	062	660	602	910	607	718	268	285	798
56	120	723	671	985	689	807	365	390	911
57	177	786	740	0,038060	771	896	461	494	0,066024
58	235	849	809	136	853	985	558	599	137
59	292	912	878	211	935	0,048074	655	704	250
60	0,026350	0,029975	0,033947	0,038287	0,043017	0,048164	0,053751	0,059809	0,066364

Продолжение табл. 67

Минуты	32°	33°	34°	35°	36°	37°	38°	39°	40°
0	0.066364	0,073449	0,081097	0,089342	0,09822	0,10778	0,11806	0,12911	0,14097
1	478	572	229	485	838	795	824	930	117
2	591	695	362	628	853	811	842	949	138
3	705	818	494	771	869	828	859	968	158
4	819	941	627	914	884	844	877	987	179
5	934	0,074064	760	0,090058	899	861	895	0,13006	200
6	0,067048	188	894	201	915	878	913	025	220
7	163	312	0,082027	345	930	894	931	045	241
8	277	435	161	489	946	911	949	064	261
9	392	559	294	633	961	928	967	083	282
10	507	684	428	777	977	944	985	102	303
11	0,067622	0,074808	0,082562	0,090922	0,09992	0,10961	0,12003	0,13122	0,14324
12	738	932	697	0,091067	0,10008	978	021	141	344
13	853	0,075057	831	211	024	995	039	160	365
14	969	182	966	356	039	0,11011	057	180	386
15	0,068084	307	0,083100	502	055	028	075	199	407
16	200	432	235	647	070	045	093	219	428
17	316	557	371	793	086	062	111	238	448
18	432	683	506	938	102	079	129	258	469
19	549	808	641	0,092084	118	096	147	277	490
20	665	934	777	230	133	113	165	297	511
21	0,068782	0,076060	0,083913	0,092377	0,10149	0,11130	0,12184	0,13316	0,14532
22	899	186	0,084049	523	165	146	202	336	553
23	0,069016	312	185	670	181	163	220	355	574
24	133	439	321	816	196	180	238	375	595
25	250	565	457	963	212	197	257	395	616
26	367	692	594	0,093111	228	215	275	414	638
27	485	819	731	258	244	232	293	434	659
28	602	946	868	406	260	249	312	454	680
29	720	0,077073	0,085005	553	276	266	330	473	701
30	838	200	142	701	292	283	348	493	722
31	0,069956	0,077328	0,085280	0,093849	0,10308	0,11300	0,12367	0,13513	0,14743
32	0,070075	455	418	998	323	317	385	533	765
33	193	583	555	0,094146	339	334	404	553	786
34	312	711	693	295	355	352	422	572	807
35	430	839	832	443	371	369	441	592	829
36	549	968	970	592	388	386	459	612	850
37	668	0,078096	0.086108	742	404	403	478	632	871
38	787	225	247	891	420	421	496	652	893
39	907	354	386	0,095041	436	438	515	672	914
40	0.071026	483	525	190	452	455	534	692	936
41	0,071146	0,078612	0,086664	0,095340	0,10468	0,11473	0,12552	0,13712	0,14957
42	266	741	804	490	484	490	571	732	979
43	386	871	943	641	500	507	590	752	0,15000
44	506	0,079000	0,087083	791	516	525	608	772	022
45	626	130	223	942	533	542	627	792	043
46	747	260	363	0,096093	549	560	646	813	065
47	867	390	503	244	565	577	664	833	087
48	988	520	644	395	581	595	683	853	108
49	0,072109	651	784	546	598	612	702	873	130
50	230	781	925	698	614	630	721	893	152
51	0,072351	0,079912	0,088066	0,096850	0,10630	0,11647	0,12740	0,13913	0,15173
52	473	0,080043	207	0,097002	647	665	759	934	195
53	594	174	348	154	663	682	778	954	217
54	716	306	490	306	679	700	797	974	239
55	838	437	631	459	696	718	815	995	261
56	959	569	773	611	712	735	834	0,14015	282
57	0,073082	700	915	764	729	753	853	035	304
58	204	832	0,089057	917	745	771	872	056	326
59	326	964	200	0,098071	762	788	891	076	348
60	0,073449	0,081097	0,089342	0,098224	0,10778	0,11806	0,12911	0,14097	0,15370

Продолжение табл. 67

Минуты	41°	42°	43°	44°	45°	46°	47°	48°	49°
0	0,15370	0,16737	0.18202	0,19774	0,21460	0,23268	0,25206	0,27285	0,29516
1	392	760	228	802	489	299	240	321	554
2	414	784	253	829	518	330	273	357	593
3	436	807	278	856	548	362	307	393	631
4	458	831	304	883	577	393	341	429	670
5	480	855	329	910	606	424	374	465	709
6	503	879	355	938	635	456	408	501	747
7	525	902	380	965	665	487	442	538	786
8	547	926	406	992	694	519	475	574	825
9	569	950	431	0,20020	723	550	509	610	864
10	591	974	457	047	753	582	543	646	903
11	0,15614	0,16998	0,18482	0,20075	0,21782	0,23613	0,25577	0,27683	0,29942
12	636	0,17022	508	102	812	645	611	719	981
13	658	045	534	130	841	676	645	755	0,30020
14	680	069	559	157	871	708	679	792	059
15	703	093	585	185	900	740	713	828	098
16	725	117	611	212	930	772	747	865	137
17	748	142	637	240	960	803	781	902	177
18	770	166	662	268	989	835	815	938	216
19	793	190	688	296	0,22019	867	849	975	255
20	815	214	714	323	049	899	883	0,28012	0,30295
21	0,15838	0,17238	0,18740	0,20351	0,22079	0,23931	0,25918	0,28048	0,30334
22	860	262	766	379	108	963	952	085	374
23	883	286	792	407	138	995	986	122	413
24	905	311	818	435	168	0,24027	0,26021	159	453
25	928	335	844	463	198	059	055	196	492
26	950	359	870	490	228	091	089	233	532
27	973	383	896	518	258	123	124	270	572
28	996	408	922	546	288	156	159	307	611
29	0,16019	432	948	575	318	188	193	344	651
30	041	457	975	603	348	220	228	381	691
31	0,16064	0,17481	0,19001	0,20631	0,22378	0,24253	0,26262	0,28418	0,30731
32	087	506	027	659	409	285	297	455	771
33	110	530	053	687	439	317	332	493	811
34	133	555	080	715	469	350	368	530	851
35	156	579	106	743	499	382	401	567	891
36	178	604	132	772	530	415	436	605	931
37	201	628	159	800	560	447	471	642	971
38	224	653	185	828	590	480	506	680	0,31012
39	247	678	212	857	621	512	541	717	052
40	270	702	238	885	651	545	576	755	092
41	0,16293	0,17727	0,19265	0,20914	0,22682	0,24578	0,26611	0,28792	0,31133
42	317	752	291	942	712	611	646	830	173
43	340	777	318	971	743	643	682	868	214
44	363	801	344	999	773	676	717	906	254
45	386	826	371	0,21028	804	709	752	943	295
46	409	851	398	056	835	742	787	981	335
47	432	876	424	085	865	775	823	0,29019	376
48	456	901	451	114	896	808	858	057	417
49	479	926	478	142	927	841	893	095	457
50	502	951	505	171	958	874	929	133	498
51	0,16525	0,17976	0,19532	0,21200	0,22989	0,24907	0,26964	0,29171	0,31539
52	549	0,18001	558	229	0,23020	940	0,27000	209	580
53	572	026	585	257	050	973	035	247	621
54	596	051	612	286	081	0,25006	071	286	662
55	619	076	639	315	112	040	107	324	703
56	642	101	666	344	143	073	142	362	744
57	666	127	693	373	174	106	178	400	785
58	689	152	720	402	206	140	214	439	826
59	713	177	747	431	237	173	250	477	868
60	0,16737	0,18202	0,19774	0,21460	0,23263	0,25206	0,27285	0,29516	0,31909

Продолжение табл. 67

Минуты	50°	51°	52°	53°	54°
0	0,31909	0,34478	0,37237	0,40202	0,43390
1	950	522	285	253	446
2	992	567	332	305	501
3	0,32033	611	380	356	556
4	075	656	428	407	611
5	116	700	476	459	667
6	158	745	524	511	722
7	199	790	572	562	778
8	241	834	620	614	833
9	283	879	668	666	889
10	324	924	716	717	945
11	0,32366	0,34969	0,37765	0,40769	0,44001
12	408	0,35014	813	821	057
13	450	059	861	873	113
14	492	104	910	925	169
15	534	149	958	977	225
16	576	194	0,38007	0,41030	281
17	618	240	057	082	337
18	661	285	105	134	393
19	703	330	153	187	450
20	745	376	202	239	506
21	0,32787	0,35421	0,38251	0,41292	0,44563
22	830	467	299	344	619
23	872	512	348	397	676
24	915	558	397	450	733
25	957	604	446	502	789
26	0,33000	649	496	555	846
27	042	695	545	608	903
28	085	741	594	661	960
29	128	787	643	714	0,45017
30	171	833	693	767	074
31	0,33213	0,35879	0,38742	0,41820	0,45132
32	256	925	792	874	189
33	299	971	841	927	246
34	342	0,36017	891	980	304
35	385	063	941	0,42034	361
36	428	110	990	087	419
37	471	156	0,39040	141	476
38	515	202	090	194	534
39	558	249	140	248	592
40	601	295	190	302	650
41	0,33645	0,36342	0,39240	0,42355	0,45708
42	688	388	290	409	766
43	731	435	340	463	824
44	775	482	390	517	882
45	818	529	441	571	940
46	862	575	491	625	998
47	906	622	541	680	0,46057
48	949	669	592	734	115
49	993	716	642	788	173
50	0,34037	763	693	843	232
51	0,34081	0,36810	0,39743	0,42897	0,46291
52	125	858	794	952	349
53	169	905	845	0,43006	408
54	213	952	896	061	467
55	257	999	947	116	526
56	301	0,37047	998	171	585
57	345	094	0,40049	225	644
58	389	142	100	280	708
59	434	189	151	335	762
60	0,34478	0,37237	0,40202	0,43390	0,46822

Продолжение табл. 67

Минуты	55°	56°	57°	58°	59°
0	0,46822	0,50518	0,54503	0,58804	0,63454
1	881	582	572	879	534
2	940	646	641	954	615
3	0,47000	710	710	0,49028	696
4	060	774	779	103	777
5	119	838	849	178	858
6	179	903	918	253	939
7	239	967	988	328	0,64020
8	299	0,51032	0,55057	403	102
9	359	096	127	479	183
10	419	161	197	554	265
11	0,47479	0,51226	0,55267	0,59630	0,64346
12	539	291	337	705	428
13	599	356	407	781	510
14	660	421	477	857	592
15	720	486	547	933	674
16	780	551	618	0,60009	756
17	841	616	689	085	839
18	902	682	759	161	921
19	962	747	829	237	0,65004
20	0,48023	813	900	314	086
21	0,48084	0,51878	0,55971	0,60390	0,65169
22	145	944	0,56042	467	252
23	206	0,52010	113	544	335
24	267	076	184	620	418
25	328	141	255	697	501
26	389	207	326	774	585
27	451	274	398	851	668
28	512	340	469	929	752
29	574	406	541	0,61006	835
30	635	472	612	083	919
31	0,48697	0,52539	0,56684	0,61161	0,66003
32	758	0,52605	0,56756	0,61239	0,66087
33	820	672	828	316	171
34	882	739	900	394	255
35	944	805	972	472	340
36	0,49006	872	0,57044	550	424
37	068	939	116	628	509
38	130	0,53006	188	706	593
39	192	073	261	785	678
40	255	141	333	863	763
41	0,49317	0,53208	0,57406	0,61942	0,66848
42	380	275	479	0,62020	933
43	442	343	552	099	0,67019
44	505	410	625	178	104
45	568	478	698	257	189
46	630	546	771	336	275
47	693	613	844	415	361
48	756	681	917	494	447
49	819	749	991	574	532
50	882	817	0,58064	653	618
51	0,49945	0,53885	0,58138	0,62733	0,67705
52	0,50009	954	211	812	791
53	072	0,54022	285	892	877
54	135	090	359	972	964
55	199	159	433	0,63052	0,68050
56	263	228	507	132	137
57	326	296	581	212	224
58	390	365	656	293	311
59	454	434	730	373	398
60	0,50518	0,54503	0,58804	0,63454	0,68485

68. Пример расчета углового корригирования прямозубой передачи при малом числе зубьев

Дано; $z_1 = 15$; $z_2 = 16$; $m = 3$; $\alpha = 20°$

Искомое	Формула или таблица, из которой берется значение	Расчет
ξ_c ξ_1	По табл. 69	$\xi_c = 0{,}903$ $\xi_1 = 0{,}457$
ξ_2	$\xi_2 = \xi_c - \xi_1$	$\xi_2 = 0.446$
	По табл. 69	$\alpha = 20°33'48''$
A	$A = \frac{0{,}93969m\,(z_1 + z_2)}{2\cos\alpha}$	$A = 48{,}852$
$h_з$	$h_з = A - m\left(\frac{z_1 + z_2}{2} + \xi_c - 2\right)$	$h_з = 5{,}643$
$d_{д1}$; $d_{д2}$	$d_{д1} = mz_1$; $d_{д2} = mz_2$	$d_{д1} = 45$; $d_{д2} = 48$
D_{e1}	$D_{e1} = 2m\left(\frac{z_1}{2} + \xi_1 - 1\right) + 2h_з$	$D_{e1} = 53{,}03$
D_{e2}	$D_{e2} = 2m\left(\frac{z_2}{2} + \xi_2 - 1\right) + 2h_з$	$D_{e2} = 55{,}96$
s_1 s_2	см. табл. 65 $s_1 = s_1'm$ $s_2 = s_2'm$	$s_1 = 1{,}6808 \cdot 3 = 5{,}04$ $s_2 = 1{,}6737 \cdot 3 = 5{,}02$
h'_{x1}	$h'_{x1} = 0{,}5\,(D_{e1} - d_{д1}) - h_1''m$	$h'_{x1} = 0{,}5\,(53{,}03 - 45) - 0{,}3059 \cdot 3 = 3{,}10$
h'_{x2}	$h'_{x2} = 0{,}5\,(D_{e2} - d_{д1}) - h_2''$	$h'_{x2} = 0{,}5\,(55{,}96 - 48) - 0{,}3046 \cdot 3 = 3{,}07$

69. Значение коэффициентов

z_1	Обозначение величины	z_2 = 14	15	16	17	18	19	20	21
14	ξ_c	0,936	0,938	0,040	0,943	0,946	0,948	0,950	0,952
	ξ_1	0,468	0.477	0.483	0.489	0,495	0.501	0,507	0,511
	α	27°12′30″	27°02′11″	26°52′24″	26°43′27″	26°34′58″	26°26′55″	26°18′33″	26°10′54″
15	ξ_c		0.900	0,903	0.905	0,907	0,909	0,911	0,913
	ξ_1		0,450	0,457	0.464	0,471	0,478	0,485	0,489
	α		26°39′17″	26°33′48″	26°22′02″	26°13′55″	26°06′02″	25°58′40″	25°51′33″
16	ξ_c			0,864	0,867	0,869	0,871	0,873	0,875
	ξ_1			0,432	0,439	0,446	0,453	0,460	0,464
	α			26°08′50″	26°01′12″	25°53′40″	25°46′31″	25°39′37″	25°33′02″
17	ξ_c				0,828	0,830	0,832	0,834	0,836
	ξ_1				0,414	0,421	0,428	0,435	0,440
	α				25°40′43″	25°33′46″	25°27′04″	25°20′48″	25°14′47″
18	ξ_c					0,792	0,794	0,796	0,798
	ξ_1					0,396	0,403	0,410	0,416
	α					25°14′47″	25°08′40″	25°02′48″	24°57′16″
19	ξ_c						0,756	0,759	0,760
	ξ_1						0,378	0,385	0,391
	α						24°50′39″	24°45′32″	24°40′05″
20	ξ_c							0,720	0,721
	ξ_1							0,360	0,367
	α							24°28′10″	24°23′10″
21	ξ_c								0,684
	ξ_1								0,342
	α								24°07′03″
22	ξ_c								
	ξ_1								
	α								
24	ξ_c								
	ξ_1								
	α								
26	ξ_c								
	ξ_1								
	α								
28	ξ_c								
	ξ_1								
	α								
30	ξ_c								
	ξ_1								
	α								
33	ξ_c								
	ξ_1								
	α								

Примечание. Более полная таблица имеется в брошюре Я. И. Дик. Таблица Таблицы 64 и 69 составлены из условий выравнивания относительных скоростей

смещения при $\alpha_0 = 20°$ и $f = 1$

z_2									
22	24	27	32	40	50	60	72	90	110
0,954 0,514 26°06′31″	0,960 0,521 25°50′30″	0,967 0,529 25°32′18″	0,981 0,540 25°07′10″	0,999 0,548 24°07′10″	1,023 0,554 24°03′17″	1,046 0,555 23°39′38″	1,073 0,555 23°17′44″	1,117 0,557 22°53′08″	1,164 0,558 22°34′12″
0,915 0,493 25°45′09″	0,920 0,499 25°32′23″	0,926 0,508 25°15′18″	0,937 0,519 24°51′08″	0,955 0,528 24°20′26″	0,977 0,535 23°51′12″	0,999 0,536 23°28′56″	1,025 0,536 23°09′44″	1,065 0,537 22°45′04″	1,109 0,538 22°26′43″
0,877 0,469 25°27′02″	0,881 0,477 25°15′02″	0,886 0,486 24°58′55″	0,896 0,498 24°36′11″	0,913 0,510 24°07′19″	0,932 0,518 23°39′26″	0,955 0,519 23°18′52″	0,980 0,521 22°59′12″	1,016 0,523 22°37′04″	1,057 0,524 22°19′34″
0,838 0,445 25°08′58″	0,841 0,455 25°57′54″	0,847 0,465 24°43′02″	0,857 0,477 24°22′00″	0,873 0,491 23°54′53″	0,891 0,500 23°28′40″	0,912 0,501 23°09′04″	0,938 0,504 22°56′43″	0,969 0,508 22°29′26″	1,008 0,510 22°12′47″
0,799 0,421 24°51′34″	0,803 0,431 24°41′31″	0,809 0,444 24°27′57″	0,819 0,457 24°08′15″	0,832 0,472 23°42′24″	0,851 0,483 23°18′12″	0,870 0,488 22°59′30″	0,893 0,491 22°41′51″	0,924 0,494 22°22′04″	0,961 0,496 22°06′26″
0,761 0,397 24°35′00″	0,765 0,409 24°25′42″	0,770 0,422 24°12′42″	0,779 0,437 23°54′23″	0,792 0,453 23°30′20″	0,810 0,465 23°07′40″	0,827 0,470 22°49′43″	0,850 0,476 22°33′34″	0,880 0,479 22°15′00″	0,914 0,482 21°59′56″
0,723 0,374 24°18′39″	0,727 0,386 24°10′03″	0,732 0,400 23°58′05″	0,740 0,418 23°40′52″	0,753 0,435 23°18′40″	0,770 0,448 22°57′17″	0,786 0,453 22°40′30″	0,806 0,459 22°25′09″	0,836 0,465 22°07′47″	0,868 0,467 21°53′54″
0,685 0,349 24°02′35″	0,689 0,361 23°54′45″	0,694 0,377 23°43′57″	0,702 0,396 23°27′00″	0,713 0,415 23°07′00″	0,731 0,429 22°47′13″	0,746 0,437 22°31′39″	0,765 0,443 22°17′13″	0,792 0,449 22°00′42″	0,824 0,452 21°47′42″
0,648 0,324 23°47′48″	0,652 0,337 23°40′08″	0,657 0,354 23°30′08″	0,664 0,375 23°15′16″	0,674 0,395 22°56′26″	0,690 0,411 22°37′04″	0,706 0,421 22°22′56″	0,723 0,427 22°09′09″	0,750 0,434 21°53′55″	0,780 0,437 21°41′51″
	0,576 0,288 23°11′12″	0,580 0,308 23°02′34″	0,588 0,332 22°50′09″	0,597 0,355 22°33′26″	0,612 0,374 22°17′51″	0,626 0,384 22°05′32″	0,642 0,395 21°53′51″	0,655 0,403 21°40′45″	
		0,505 0,259 22°36′16″	0,513 0,288 22°26′21″	0,523 0,317 22°12′42″	0,534 0,338 21°59′00″	0,547 0,349 21°48′46″	0,551 0,361 21°38′55″	0,585 0,374 21°28′05″	
			0,438 0,240 22°03′14″	0,447 0,279 21°52′05″	0,457 0,305 21°41′05″	0,470 0,319 21°32′46″	0,483 0,331 21°24′40″	0,505 0,344 21°15′35″	
				0,362 0,194 21°40′42″	0,371 0,242 21°32′10″	0,382 0,272 21°23′45″	0,393 0,287 21°17′05″	0,406 0,302 21°10′35″	
					0,271 0,210 20°58′30″	0,280 0,230 20°54′25″	0,289 0,252 20°49′40″	0,308 0,274 20°45′30″	

расчета зацеплений зубчатых передач. Оргаметалл, 1937.
скольжения профилей.

70. Пример расчета * при $A \neq \frac{(z_1 + z_2)\, m}{2}$

Дано: $A = 128$; $m = 5$, $z_1 = 19$, $z_2 = 32$

Линейные размеры в *мм*

Искомое	Формула или таблица, из которой берется значение	Расчет
$\cos\alpha$	$\cos\alpha = \frac{0{,}93969 m (z_1 + z_2)}{2A}$	$\cos\alpha = \frac{0{,}93969 \cdot 5\,(19 + 32)}{2 \cdot 128} = 0{,}93602$
α	—	$\alpha = 20°36'$
$\mathrm{inv}\,\alpha$	По табл. 67	$\mathrm{inv}\,\alpha = 0.016337$
ξ_c	$\xi_c = \frac{z_1 + z_2}{0.72974}(\mathrm{inv}\,\alpha - 0{,}014904)$	$\xi_c = \frac{19 + 32}{0{,}72974}(0{,}016337 - 0{,}014904) = 0{,}1001$
ξ_1	$\xi_1 = \frac{(0{,}748 - 0{,}017 z_1)\,\xi_c}{1{,}496 - 0.017\,(z_1 + z_2)}$	$\xi_1 = \frac{(0.748 - 0{,}017 \cdot 19)\,0.1001}{1{,}496 - 0{,}017\,(19 + 32)} = 0{,}0662$
ξ_2	$\xi_2 = \xi_c - \xi_1$	$\xi_2 = 0{,}1001 - 0{,}0662 = 0{,}0339$
$h_з$	$h_з = A - m\left(\frac{z_1 + z_2}{2} + \xi_c - 2\right)$	$h_з = 128 - 5\left(\frac{19 + 32}{2} + 0{,}1001 - 2\right) = 9{,}9995$
D_{e1}	$D_{e1} = 2m\left(\frac{z_1}{2} + \xi_1 - 1\right) + 2h_з$	$D_{e1} = 2 \cdot 5\left(\frac{19}{2} + 0{,}0662 - 1\right) + 2 \cdot 9{,}9995 = 105{,}66$
D_{e2}	$D_{e2} = 2m\left(\frac{z_2}{2} + \xi_2 - 1\right) + 2h_з$	$D_{e2} = 2 \cdot 5\left(\frac{32}{2} + 0{,}0339 - 1\right) + 2 \cdot 9{,}9995 = 170{,}34$
s_{n1}	$s_{n1} = m\,(1{,}5708 + 0{,}72794 \xi_1)$	$s_{n1} = 5\,(1{,}5708 + 0{,}72794 \cdot 0{,}0662) = 8{,}095$
s_{n2}	$s_{n2} = m\,(1{,}5708 + 72794 \xi_2)$	$s_{n2} = 5\,(1{,}5708 + 0{,}72794 \cdot 0{,}0339) = 7{,}9775$
$d_{∂1}$	$d_{∂1} = m z_1$	$d_{∂1} = 5 \cdot 19 = 95$
$d_{∂2}$	$d_{∂2} = m z_2$	$d_{∂2} = 5 \cdot 32 = 160$
δ_1	$\delta_1 = \frac{57{,}2958 s_{n1}}{d_{∂1}}$	$\delta_1 = \frac{57{,}2958 \cdot 8{,}095}{95} = 4{,}882° = 4°52{,}9'$
δ_2	$\delta_2 = \frac{57{,}2958 s_{n2}}{d_{∂2}}$	$\delta_2 = \frac{57{,}2958 \cdot 7.9775}{160} = 2{,}857° = 2°51{,}4'$
s_{x1}	$s_{x1} = d_{∂1} \sin\delta_1$	$s_{x1} = 95 \cdot 0{,}08513 = 8{,}087$
s_{x2}	$s_{x2} = d_{∂2} \sin\delta_2$	$s_{x2} = 160 \cdot 0{,}04984 = 7{,}974$
h_{x1}	$h_{x1} = \frac{1}{2}(D_{e1} - d_{∂1} \cos\delta_1)$	$h_{x1} = \frac{1}{2}(105{,}66 - 95 \cdot 0{,}99637) = 5{,}502$
h_{x2}	$h_{x2} = \frac{1}{2}(D_{e2} - d_{∂2} \cos\delta_2)$	$h_{x2} = \frac{1}{2}(170{,}34 - 160 \cdot 0{,}99876) = 5{,}269$

* z_1 или z_2 не более 44.

Корригирование косозубых цилиндрических колес

Косозубые цилиндрические колеса (если $z_1 + z_2 \geqslant 60$ и $z_1 \neq z_2$) рекомендуется корригировать только по высотной системе. Величина смещения профиля

$$\xi = \pm 0{,}4\left(1 - \frac{z_1}{z_2}\right);$$

причем

$$\xi_{\min} \geqslant 0{,}02\,(30 - z_1).$$

Диаметр окружности выступов

$$D_e = m_s\,(z + 2\xi) + 2m_n.$$

Измерительные размеры зуба по постоянной хорде определяют по табл. 65; в качестве множителя берут m_n.

Корригирование конических колес

Зубья корригированных конических колес по сравнению с некорригированными при прочих равных условиях (модуль, габариты, материал) обладают большей прочностью на изгиб и менее подвержены износу. Для снижения веса машин и повышения срока службы конических колес рекомендуется их корригирование, если передаточное число $\left(\frac{z_2}{z_1}\right)$ больше 1.

В табл. 71 приведены формулы для расчета колес с межосевым углом 90°. Основные термины и обозначения те же, что и для некорригированных конических колес.

71. Расчетные формулы

Искомое	Формула
Диаметр делительной окружности	$d_{\partial 1} = mz_1$ $d_{\partial 2} = mz_2$
Угол делительного конуса	$\operatorname{tg} \varphi_{\partial 1} = \frac{z_1}{z_2}$ $\varphi_{\partial 2} = 90 - \varphi_{\partial 1}$
Длина образующей делительного конуса	$L = 0{,}5\sqrt{z_1^2 + z_2^2}$
Угол зацепления	См. табл.
Высота головки зуба	$h_1' = f_1 m;\ h_2' = f_2 m$ (f_1 и f_2 по табл. 73)
Угол ножки зуба	$\operatorname{tg} \gamma_1 = \frac{2{,}118m - h_1'}{L};$ $\operatorname{tg} \gamma_2 = \frac{2{,}118m - h_2'}{L};$ γ_1 и γ_2 — по тригонометрическим таблицам
Угол конуса впадин	$\operatorname{tg} \varphi_{i1} = \varphi_{\partial 1} - \gamma_1;$ $\operatorname{tg} \varphi_{i2} = \varphi_{\partial 2} - \gamma_2$
Угол конуса выступов	$\varphi_{e1} = 90° - \gamma_2;$ $\varphi_{e2} = 90° - \gamma_1$

Продолжение табл. 71

Искомое	Формула
Диаметр окружности выступов	$D_{e1} = d_{\partial 1} + 2h'_1 \cos \varphi_{\partial 1}$; $D_{e2} = d_{\partial 2} + 2h'_2 \cos \varphi_{\partial 2}$
Расстояние от базового торца до наружной кромки обточки	$M_1 = k_1 + h'_1 \sin \varphi_{\partial 1} - \frac{d_{\partial 2}}{2}$; $M_2 = k_2 + h'_2 \sin \varphi_{\partial 2} - \frac{d_{\partial 1}}{2}$
Угол конусности зуба	$\operatorname{tg} \delta_y = \frac{(1{,}5708 + 2{,}236 \operatorname{tg} \alpha) \sin \varphi_{\partial 1}}{z}$
Толщина зуба колеса по дуге делительной окружности для α: 14°30′	$s_{\partial 2} = (1{,}071 - k)\, m + 0{,}5h'_2$
17°30′	$s_{\partial 2} = (0{,}971 - k)\, m + 0{,}6h'_2$
20°	$s_{\partial 2} = (0{,}871 - k)\, m + 0{,}7h'_2$
	(k — см. табл. 74)
Боковой зазор в паре	C_n (см. табл. 75)
Высотная установка зубомера	$h_x = h'_2 + \left[\frac{d_{\partial 2}}{\cos \varphi_{\partial 2}} - \sqrt{\left(\frac{d_{\partial 2}}{\cos \varphi_{\partial 2}} - \left(\frac{s_{\partial 2}}{2}\right)^2\right.}\right]$

72. Значение угла α зацепления в зависимости от $\frac{z_1}{z_2}$

$\alpha = 14°30'$	$\alpha = 17°30'$	$\alpha = 20°$
Передаточные отношения		
27 или более зубьев шестерен	26 : 26 до 26 : 29	18 : 18 до 18 : 20
26 : 30 и выше	25 : 25 » 25 : 34	17 : 17 » 17 : 25
25 : 35 и выше	24 : 24 » 24 : 47	16 : 16 » 16 : 100
24 : 48 и выше	23 : 23 » 23 : 100	15 : 15 » 15 : 100
	22 : 22 » 22 : 100	14 : 16 » 14 : 100
	21 : 21 » 21 : 100	13 : 23 » 13 : 100
	20 : 20 » 20 : 100	
	19 : 19 » 19 : 100	
	18 : 21 » 18 : 100	
	17 : 26 » 17 : 100	

73. Коэффициент высоты головки зуба f в зависимости от $\frac{z_2}{z_1}$

$\frac{z_2}{z_1}$	f_1	f_2	$\frac{z_2}{z_1}$	f_1	f_2	$\frac{z_2}{z_1}$	f_1	f_2	$\frac{z_2}{z_1}$	f_1	f_2
1,00—1,00	1	1	1,15—1,17	1,12	0,88	1,42—1,45	1,24	0,76	2,06—2,16	1,36	0,64
1,01—1,02	1,01	0,99	1,17—1,19	1,13	0,87	1,45—1,48	1,25	0,75	2,16—2,27	1,37	0,63
1,02—1,03	1,02	0,98	1,19—1,21	1,14	0,86	1,48—1,52	1,26	0,74	2,27—2,41	1,38	0,62
1,03—1,04	1,03	0,97	1,21—1,23	1,15	0,85	1,52—1,56	1,27	0,73	2,41—2,58	1,39	0,61
1,04—1,05	1,04	0,96	1,23—1,25	1,16	0,84	1,56—1,60	1,28	0,72	2,58—2,78	1,40	0,60
1,05—1,06	1,05	0,95	1,25—1,27	1,17	0,83	1,60—1,65	1,29	0,71	2,78—3,05	1,41	0,59
1,06—1,08	1,06	0,94	1,27—1,29	1,18	0,82	1,65—1,70	1,30	0,70	3,05—3,41	1,42	0,58
1,08—1,09	1,07	0,93	1,29—1,31	1,19	0,81	1,70—1,76	1,31	0,69	3,41—3,94	1,43	0,57
1,09—1,11	1,08	0,92	1,31—1,33	1,20	0,80	1,76—1,82	1,32	0,68	3,94—4,82	1,44	0,56
1,11—1,12	1,09	0,91	1,33—1,36	1,21	0,79	1,82—1,89	1,33	0,67	4,82—6,81	1,45	0,55
1,12—1,14	1,10	0,90	1,36—1,39	1,22	0,78	1,89—1,97	1,34	0,66	6,81 и	1,46	0,54
1,14—1,15	1,11	0,89	1,39—1,42	1,23	0,77	1,97—2,06	1,35	0,65	более		

74. Коэффициент k

Число зубьев шестерни z_1	Значение k при передаточном отношении $\frac{z_2}{z_1}$															
	1,00—1,25	1,25—1,50	1,50—1,75	1,75—2,00	2,00—2,25	2,25—2,50	2,50—2,75	2,75—3,00	3,00—3,25	3,25—3,50	3,50—3,75	3,75—4,00	4,00—4,50	4,50—5,00	5,00 и выше
13	0,000	0,015	0,040	0,050	0,065	0,080	0,090	0,100	0,110	0,120	0,125	0,130	0,140	0,150	0,165
14	0,000	0,015	0,030	0,045	0,050	0,060	0,070	0,080	0,090	0,100	0,110	0,120	0,135	0,150	0,160
15—17	0,000	0,000	0,010	0,020	0,030	0,045	0,060	0,070	0,080	0,090	0,095	0,100	0,110	0,115	0,120
18—21	0,000	0,000	0,000	0,000	0,010	0,030	0,045	0,060	0,070	0,080	0,085	0,090	0,095	0,100	0,100
22—29	0,000	0,000	0,000	0,000	0,010	0,030	0,040	0,050	0,060	0,065	0,070	0,070	0,080	0,085	0,085
30 и выше	0,000	0,000	0,000	0,000	0,010	0,025	0,035	0,040	0,045	0,050	0,055	0,055	0,065	0,070	0,070

75. Рекомендуемый боковой зазор C_n в зависимости от m

Модуль m	Боковой зазор C_n в *мм*	Модуль m	Боковой зазор C_n в *мм*
До 1,25	0,01—0,05	От 6 до 8	0,20—0,25
От 1,25 до 2,5	0,05—0.10	» 8 » 12	0,30—0.40
» 2,5 » 4	0,10—0,15	» 12 » 25	0,40—0,50
» 4 » 6	0,15—0,20		

ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Основные параметры и размеры

Определения. Червяки с прямолинейным профилем в осевом сечении называются архимедовыми, а с прямолинейным профилем в нормальном сечении — конволютными. Произведение $\pi m_s z_1$ выражает ход червяка.

Плоскость, проходящая через ось червяка и перпендикулярная к оси колеса, носит название главной плоскости.

Червячная передача называется некорригированной, если при зацеплении делительные цилиндры червяка и колеса сопряжены (см. рис. 18), т. е. $A = 0{,}5\,(d_{\partial 1} + d_{\partial 2})$ и, следовательно, $\xi = 0$.

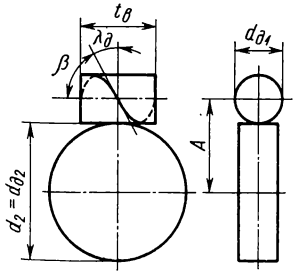


Рис. 18. Схема червячной пары

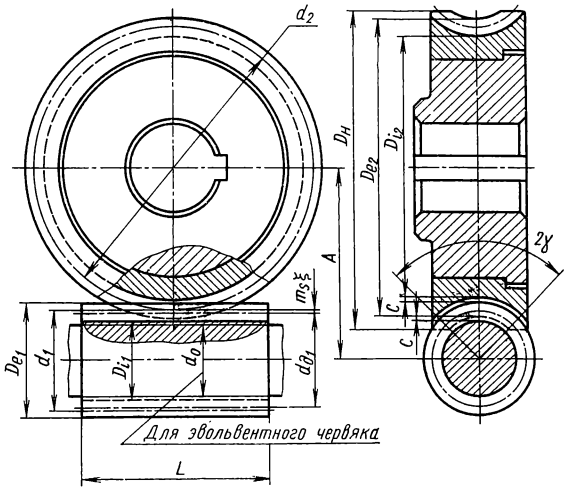


Рис. 19. Основные размеры червячной пары

Передача будет корригированной, если

$$A \neq 0{,}5\,(d_{\partial 1} + d_{\partial 2})$$

и

$$\xi = \frac{A - 0{,}5\,(d_{\partial 1} + d_{\partial 2})}{m_s}.$$

Значение ξ допустимо в пределах от -5 до $+1$ и более. В справочнике рассматриваются червячные цилиндрические передачи с углом скрещивания осей 90°.

Основные размеры червячной пары показаны на рис. 19.

Для силовых передач предпочтительным является применение эвольвентных червяков, а также червяков, шлифуемых конусным кругом.

В табл. 77, помимо значений стандартных параметров A, m_s, z и q, приводятся значения чисел зубьев червячных колес z_2, коэффициентов коррекции ξ и фактических передаточных чисел i_{ϕ}.

Число зубьев колес z_2 стандартом не регламентируется; их значения, указанные в табл. 77, подобраны для нарезания колес червячными фрезами с учетом достижения по возможности одинаковых значений i_{ϕ} для соседних межосевых расстояний.

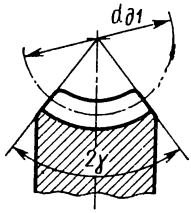


Рис. 20. Венец червячного колеса с условным углом обхвата 2γ

При нарезании червячных колес летучими резцами число зубьев колеса z_2 по возможности не должно содержать общих множителей с числом заходов червяка z_1. Это достигается при сохранении стандартных параметров червяка (z_1, m_s и q) заменой $z_2 = 32$ на $z_2 = 31$ или 33; $z_2 = 36$ на $z_2 = 35$ или 37 и т. п. Для передач, отмеченных звездочками, значения z_2, приведенные в таблице, остаются неизменными. Для этих передач, чтобы не выходить за пределы допустимых отклонений от i и не иметь коэффициента $|\xi| > 1$, потребуется применять многозаходные летучие резцы (по одному на заход) или z_1 раз сместить оправку с летучим резцом в направлении ее оси на величину осевого шага или же z_1 раз повернуть заготовку колеса на один угловой шаг.

Червяк. Точность однозаходных червяков выше точности многозаходных. Число заходов червяка более четырех применять не рекомендуется, так как изготовление точных многозаходных пар вызывает значительные технологические трудности. Для отсчетных передач используют только однозаходные червяки.

Направление витков червяка следует назначать правое; левое направление витков применять лишь в особых случаях.

Червячное колесо. Условный угол обхвата (рис. 19) определяется по формуле

$$\sin\gamma = \frac{b}{D_{e1} - 0{,}5m}.$$

Угол обхвата 2γ (рис. 20) может быть принят:

для силовых передач $2\gamma = 90 \div 120°$;

« неотсчетных передач $2\gamma = 60 \div 90°$;

« несиловых отсчетных передач $2\gamma = 45 \div 60°$.

Число зубьев червячного колеса z_2 выбирают в зависимости от передаточного отношения и числа заходов червяка. В силовых передачах надо стремиться к такой заходности червяка, чтобы $z_2 = 30 \div 70$. При z_2, близком к нижнему пределу, несколько уменьшаются габариты передачи, но одновременно снижается ее к. п. д., так как приходится ставить червяки с малым числом заходов z_1. Поэтому $z_2 = 30 \div 50$ рекомендуется лишь при сравнительно небольших передаваемых мощностях. При больших мощностях надо стремиться повышать к. п. д., увеличивая z_2 до 60—70.

Применять $z_2 > 80$ не рекомендуется, так как в этом случае обычно решающей становится прочность зубьев на изгиб (особенно для бронз с высокой износоустойчивостью). Брать $z_2 < 28$ не следует во избежание подреза зуба; при меньшем числе зубьев применяют корригирование, заключающееся в смещении исходного контура (инструмента), как у цилиндрических зубчатых колес.

76. Модули m_s в осевом сечении, диаметры делительного цилиндра $d_{\partial 1}$, коэффициенты $q = \frac{d_\partial}{m_s}$ и числа заходов червяка

m_s в мм		q	$d_{\partial 1}$ в мм	z_1
1-й ряд	2-й ряд			
1	—	16	16	1
—	1,125	16	18	1, 2, 4
1,25	—	16	20	1, 2, 4
—	1,375	16	22	1, 2, 4
1,5	—	14 16	21 24	1, 2, 4 1, 2, 4
1,75	—	14	24,5	1, 2, 4
2	—	10 12 (14) 16	20 24 28 32	1, 2, 4 1, 2, 4 1 1
—	2,25	12 14	27 31,5	1, 2, 4 1, 2, 4
2,5	—	10 12 (14) 16	25 30 35 40	1, 2, 4 1, 2, 4 1 1
—	2,75	10 12	27,5 33	1, 2, 4 1, 2, 4
	—	10 12 (14)	30 36 42	1, 2, 4 1, 2, 4 1, 2, 4
3,5	—	(10) 12 14	35 42 49	1, 2, 4 1, (2), (4) 1
4	—	9 10 12 (14) 16	36 40 48 56 64	1, 2, 4 1, 2, 4 1, (2), (4) 1 1
—	4,5	10 12 16	45 54 72	1, 2, 4 1 1
5	—	9 (10) 12 16	45 50 60 80	1, 2, 4 1, 2, 4 1, 2, 4 1
—		9 10 12	49,5 55 66	1, 2, 4 1, 2, 4 1
6	—	9 10 (12) (14)	54 60 72 84	1, 2, 4 1, 2, 4 1, 2, 4 1, 2, 4
7	—	9 10 12	63 70 84	1, 2, 4 1, 2, 4 1, 2, 4
8	—	8 9 10 12	64 72 80 96	1, 2, 4 1, 2, 4 1, 2, 4 1, 2, 4
—	9	8 10 12	72 90 108	1, 2, 4 1, 2, 4 1
10	—	8 10 12	80 100 120	1, 2, 4 1, 2, 4 1, (2), (4)
—	11	8 10 12	88 110 132	1, 2, 4 1, 2, 4 1
12	—	8 10 (12)	96 120 144	1, 2, 4 1, 2, 4 1
14	—	(8) 10	112 140	1, 2, 4 1, 2, 4
16	—	8 9	128 144	1, 2, 4 1, 2, 4
—	18	8	144	1, 2, 4
20	—	7,5	150	1, 2, 4

1-й ряд значений m_s следует предпочитать 2-му.

Значения q и z_1, заключенные в скобки, по возможности не применять.

77. Основные параметры червячных передач с архимедовым, конволютным и эвольвентными червяками, а также с червяком, шлифуемым конусным кругом

	Параметры	Рекомендуемые значения параметров при межосевом расстоянии A в *мм*																	
		40			50			63			80			100			125		
8; 16; 31,5	z_2 z_1	31 : 4	31 : 2	30 1	31 : 4	31 : 2	30 1	32 4	32 : 2	32 1	31 4	31 : 2	31 : 1	31 : 4	31 : 2	31 1	32 : 4	32 : 2	32 1
	m_s	2			2,5			3			4			5			6		
	q	10			10			10			9			9			9		
	ξ	−0,5		0	−0,5		0	0			0			0			+0,333		
	i_{ϕ}	7,75	15,5	30	7,75	15,5	30	8	16	32	7,75	15,5	31	7,75	15,5	31	8	16	32
9; 18; 35,5	z_2 z_1	36 : 4	36 : 2	36 1	36 4	36 : 2	36 : 1	36 4	36 : 2	36 : 1	36 4	36 : 2	36 : 1	35 4	35 : 2	35 : 1	36 : 4	36 : 2	36 1
	m_s	1,5			2			2,75			3,5			4,5			5,5		
	q	16			12			10			10			10			9		
	ξ	+0,667			+1,0			−0,095			−0,145			−0,278			+0.227		
	i_{ϕ}	9	18	36	9	18	36	9	18	36	9	18	36	8,75	17,5	35	9	18	36
10; 20; 40	z_2 z_1	40 : 4	40 : 2	40 1	38 4	38 : 2	38 : 1	40 : 4	40 : 2	40 : 1	40 4	40 2	40 : 1	40 : 4	40 : 2	40 : 1	40 : 4	40 2	40 1
	m_s	1,5			2			2,5			3			4			5		
	q	14			12			10			12			10			9		
	ξ	−0,333			0			+0,2			+0,666			0			+0,5		
	i_{ϕ}	10	20	40	9,5	19	38	10	20	40	10	20	40	10	20	40	10	20	40

11,2; 22,4; 45		46 : 4	46 2	46 1	44 4	44 : 2	44 1	44 : 4	44 : 2	44 : 1	46 : 4	46 : 2	46 : 1	46 : 4	46 : 2	46 : 1	46 : 4	46 : 2	46 1
	m_s	1,25			1,75			2,25			2,75			3,5			4,5		
	q	16			14			12			12			10			10		
	ξ	+1,0			+0,430			0			+0,090			+0,576			−0.222		
	$i_{\phi\delta}$	11,5	23	46	11	22	44	11	22	44	11,5	23	46	11,5	23	46	11,5	23	46
12,5; 25; 50		48 : 4	48 2	48 1	50 : 4	50 : 2	50 : 1	50 : 4	50 : 2	50 : 1	52 : 4	52 : 2	52 : 1	48 : 4*	48 : 2*	48 : 1	52 4	52 : 2	52 : 1
	m_s	1,25			1,5			2			2,5			3,5			4		
	q	16			16			12			12			10			10		
	ξ	0			+0,333			+0.5			0			−0,428			+0,25		
	$i_{\phi\delta}$	12	24	48	12,5	25	50	12,5	25	50	13	26	52	12	24	48	13	26	
14; 28; 56		54 : 4	54 : 2	54 : 1	56 : 4	56 : 2	56 : 1	56 : 4	56 : 2	56 : 1	56 : 4	56 : 2	56 : 1	54 : 4	54 : 2	54 : 1	58 : 4	58 2	58 : 1
	m_s	1,125			1,375			1,75			2,25			3			3,5		
	q	16			16			14			14			12			12		
	ξ	+0,555			+0,365			+1,0			+0,555			+0,333			+0,714		
	$i_{\phi\delta}$	13,5	27	54	14	28	56	14	28	56	14	28	56	13,5	27	54	14,5	29	58

Продолжение табл. 77

	Параметры	Рекомендуемые значения параметров при межосевом расстоянии A в мм					
		40	50	63	80	100	125
63		64 : 1	64 : 1	66 : 1	64 : 1	64 1	60 1
	m_s	1	1,25	1.5		2,5	3,5
	q	16	16	16	16	16	12
	ξ	0	0	+1,0	0	0	−0.286
	i_{ϕ}	64	64	66	64	64	60
71		—	71 1	68 1	68 : 1	68 : 1	68 : 1
	m_s	—	1,125	1,5	2	2.5	3
	q	—	16	16	14	14	14
	ξ	—	+1,0	0	−1,0	−1,0	+0,666
	i_{ϕ}	—	71	68	68	68	68
80	z_2 z_1	—	84 : 1	84 1	78 : 1	84 1	84 1
	m_s	—	1	1,25	1,75	2	2,5
	q	—	16	16	14	16	16
	ξ	—	0	+0.4	−0.286	0	0
	i_{ϕ}	—	84	84	78	84	84

Продолжение табл. 77

	Параметры	Рекомендуемые значения параметров при межосевом расстоянии A в *мм*																	
		160			200			250			315			400			500		
8; 16; 31,5		32 4	32 : 2	32 : 1	32 : 4	32 : 2	32 : 1	32 4	32 2	32 : 1	31 4	31 : 2	31 : 1	32 : 4	32 : 2	32 : 1	—		
	m_s	8			10			12			16			20					
	q	8			8			8			8			7,5					
	ξ	0			0			+0,833			+0,1875			+0,25					
	$i_{\phi\delta}$	8	16	32	8	16	32	8	16	32	7,75	15,5	31	8	16	32			
9; 18; 35,5		36 4	36 : 2	36 : 1	36 : 4	36 : 2	36 : 1	36 : 4	36 : 2	36 : 1	36 : 4	36 : 2	36 : 1	36 : 4	36 : 2	36 : 1			
	m_s	7			9			11			14			18					
	q	9			8			8			8			8					
	ξ	+0.357			+0.222			+0.727			+0,500			+0,222					
	$i_{\phi\delta}$	9	18	36	9	18	36	9	18	36	9	18	36	9	18	36			
10; 20; 40	z_2 z_1	42 4*	42 : 2*	42 : 1	40 4	40 : 2	40 : 1	42 4	42 : 2	42 1	42 4	42 2	42 1	42 4	42 : 2	42 : 1	42 4	42 : 2	42 : 1
	m_s	6			8			10			12			16			20		
	q	10			9			8			10			8			7,5		
	ξ	+0.666			+0.5			0			+0.250			0			+0,25		
	$i_{\phi\delta}$	10.5	21	42	10	20	40	10.5	21	42	10.5	21	42	10,5	21	42	10,5	21	42

Продолжение табл. 77

	Параметры	Рекомендуемые значения параметров при межосевом расстоянии A в *мм*																	
		160			200			250			315			400			500		
11,2; 22,4; 45		44 4	44 : 2	44 1	46 : 4	46 2	46 1	46 : 4	46 : 2	46 : 1	46 4	46 : 2	46 : 1	46 : 4	46 : 2	46 : 1	46 4	46 : 2	46 1
	m_s	6			7			9			11			14			18		
	q	10			10			10			10			10			8		
	ξ	−0,333			+0,571			−0,222			+0,636			+0,571			+0,777		
	$i_{\text{об}}$	11	22	44	11,5	23	46	11,5	23	46	11,5	23	46	11,5	23	46	11,5	23	46
12,5; 25; 50		52 4	52 : 2	52 : 1	48 4*	48 2*	48 1	52 4	52 : 2	52 1	52 4	52 : 2	52 : 1	48 : 4	48 : 2	48 : 1	52 4*	52 : 2*	52 : 1
	m_s	5						8			10			14			16		
	q	12			10			10			10			10			9		
	ξ	0			−0,428			+0,25			+0,5			−0,428			+0,75		
	$i_{\text{об}}$	13	26	52	12	14	48	13	26	52	13	26	52	12	24	43	13	26	52
14; 28; 56		54 4	54 : 2	54 1	54 4	54 : 2	54 1	58 : 4*	58 2*	58 : 1	54 : 4	54 : 2	54 : 1	56 : 4	56 : 2	56 : 1	54 : 4	54 : 2	54 : 1
	m_s	5			6			7			10			12			16		
	q	10			12			12			10			10			9		
	ξ	0			+0,333			+0,714			−0,5			+0,333			−0,25		
	$i_{\text{об}}$	13,5	27	54	13,5	27	54	14,5	29	58	13,5	27	54	14	28	56	13,5	27	54

63		66 : 1	66 : 1	60 1	66 1	66 : 1	61 1
	m_s	4		7	8	10	14
	q	12	12	12	12	12	10
	ξ	+1,0	+1,0	−0,286	+0,375	+1,0	+0,214
	$i_{\phi\delta}$	66	66	60	66	66	61
71		68 : 1	68 1	69 : 1	68 : 1	68 : 1	71 1
	m_s	4	5	6	8	10	12
	q	12	12	14	12	12	12
	ξ	0	0	+0,166	−0,625	0	+0,166
	$i_{\phi\delta}$	68	68	69	68	68	71
80		78 : 1	84 1	84 : 1	78 1	76 1	78 1
	m_s	3,5	4	5	7	9	11
	q	14	16	16	12	12	12
	ξ	−0,286	0	0	0	+0,444	+0,454
	$i_{\phi\delta}$	78	84	84	78	76	78

ГОСТ 2144—66 предусматривает также данные для нерекомендуемых межосевых расстояний $A = 140$; 180; 225; 280; 355; 450.

78. Расчет и рекомендуемые данные для определения основных размеров червячной пары

Определяемая величина	Обозначения	Формулы или данные
Коэффициент смещения полюса (коэффициент коррекции)	ξ	$\xi = \frac{A}{m_s} - 0{,}5\,(z_2 + q)$, m_s и q по табл. 77. При положительном значении коэффициента коррекции полюс зацепления сместится в сторону оси червячного колеса, а при отрицательном — в сторону оси червяка
Радиальный зазор		$c = 0{,}2m_s$ — для всех видов передач, за исключением эвольвентных, $c = 0{,}2m_s \cos\lambda_\partial$ — для передач с эвольвентным червяком; λ_∂ — угол подъема витка червяка на делительном цилиндре — по табл. 79
Гарантированный боковой зазор	C_n	Устанавливается по табл. 88 в зависимости от эксплуатационных требований, предъявляемых к передаче, и обеспечивается утонением витков червяка
Диаметр делительного цилиндра червяка	$d_{\partial 1}$	$d_{\partial 1} = qm_s$
Диаметр начального цилиндра червяка (величина, характерная только при рассмотрении червячной пары)	d_1	$d_1 = m_s\,(q+2\xi)$ $d_1 = 2A - m_s z_2$
Угол профиля:		
архимедова червяка в осевом сечении		20°
конволютного червяка в нормальном сечении	$\alpha_{\partial n}$	20°
по витку или по впадине косозубой рейки, сцепляющейся с эвольвентным червяком, в ее нормальном сечении	$\alpha_{\partial n}$	20°
конусного круга для шлифования боковых поверхностей витков червяка		20°
Угол подъема витка на основном цилиндре эвольвентного червяка	λ_o	$\cos\lambda_o = \cos\alpha_{\partial n}\cos\lambda_\partial$
Диаметр основного цилиндра эвольвентного червяка	d_{o1}	$d_{o1} = \frac{z_1 m_s}{\operatorname{tg}\lambda_o}$
Высота головки витков червяка	h_1'	$h_1' = m_s$
Высота ножки витков червяка	h_1''	$h_1'' = 1{,}2m_s$ — для всех типов червяков, за исключением эвольвентных; $h_1'' = m_s\,(2{,}2\cos\lambda_\partial - 1)$ — для эвольвентных червяков
Наружный диаметр червяка	D_{e1}	$D_{e1} = d_{\partial 1} + 2h_1'$
Диаметр впадин червяка	D_{i1}	$D_{i1} = d_{\partial 1} - 2h_1''$
Теоретическая толщина осевого сечения витка червяка на делительном цилиндре [1]	s	$s = 0{,}5\,\pi m_s$
Осевой шаг червяка	t_a	$t_a = \pi m_s$
Ход винтовой линии	$t_в$	$t_в = tz_1$
Диаметр начального (делительного) цилиндра колеса	$d_{\partial 2}$	$d_{\partial 2} = m_s z_2$
Диаметр окружности выступов колеса в среднем сечении	D_{e2}	$D_{e2} = 2A - d_{\partial 1} + 2\,(h_1'' - C)$
Диаметр окружности впадин колеса	D_{i2}	$D_{i2} = 2A - d_{\partial 1} - 2\,(h_1' + C)$

[1] Разрешается уменьшать s на величину $0{,}2\,m_s \operatorname{tg}\alpha$, соответственно увеличив на эту же величину теоретическую толщину зубьев колеса.

Продолжение табл. 78

Определяемая величина	Обозначения	Формулы или данные
Наружный диаметр колеса	$D_н$	$D_н \leqslant D_{e2} + 2m_s$ при $z_1 = 1$ $D_н \leqslant D_{e2} + 1{,}5m_s$ при $z_1 = 2$ $D_н \leqslant D_{e2} + m_s$ при $z_1 = 4$
Ширина колеса	b	$b \leqslant 0{,}75D_{e1}$ при $z_1 = 1$ и 2 $b \leqslant 0{,}67D_{e1}$ при $z_1 = 4$
Длина нарезной части червяка	L	См. табл. 80
Скорость скольжения		$v_{ск} = \dfrac{\pi d_{\partial 1} n_1}{60 \cdot 1000 \cos \lambda_\partial}$ м/сек

79. Угол λ_∂ подъема витка червяка на делительном цилиндре

	q						
	16	14	12	10	9	8	7,5
1	3,576° (3°34′35″)	4,086° (4°05′08″)	4,764° (4°45′49″)	5,711° (5°42′38″)	6,340° (6°20′25″)	7,125° (7°07′30″)	7,595° (7°35′41″)
2	7,125° (7°07′30″)	8,130° (8°07′48″)	9,462° (9°27′44″)	11,310° (11°18′36″)	12,529° (12°31′44″)	14,036° (14°02′10″)	14,931° (14°55′53″)
4	14,036° (14°02′10″)	15,945° (15°56′43″)	18,435° (18°25′06″)	21,801° (21°48′05″)	23,962° (23°57′45″)	26,565° (26°33′54″)	28,072° (28°04′21″)

80. Длина нарезной части червяка L

ξ	z_1	
	1 и 2	4
0	$L \geqslant (11+0{,}06z_2)\, m_s$	$L \geqslant (12.5+0.09z_2)\, m_s$
−0,5	$L \geqslant (8+0{,}06z_2)\, m_s$	$L \geqslant (9{,}5+0{,}09z_2)\, m_s$
−1,0	$L \geqslant (10{,}5+z_1)\, m_s$	$L \geqslant (10{,}5+z_1)\, m_s$
+0,5	$L \geqslant (11+0{,}1z_2)\, m_s$	$L \geqslant (12{,}5+0{,}1z_2)\, m_s$
+1 и более	$L \geqslant (12+0{,}1z_2)\, m_s$	$L \geqslant (13+0{,}1z_2)\, m_s$

1. При промежуточном значении коэффициента ξ длина L вычисляется по тому из двух ближайших пределов ξ, который дает большее значение L.
2. Для шлифуемых и фрезеруемых червяков полученную по таблице длину следует увеличить:

при $m_s = < 10$ мм	на 25 мм;
» $m_s = 10 - 16$	» 35—40 мм;
$m_s > 16$ мм	50 мм.

Допуски на изготовление

81. Область применения червячных передач

Степень точности	Механизмы, в которых применяются передачи	Окружная скорость по червячному колесу в *м/сек*
6 (высокоточные)	Делительные пары станков средней точности, передачи регуляторов движения (вид сопряжения X), высокоскоростные передачи (вид сопряжения C)	Св. 5
7 (точные)	Редукторы грузоподъемных машин	До 7,5
8 (средней точности)	Неответственные механизмы при кратковременной ежесуточной работе	До 3
9 (пониженной точности)	Ручные передачи	До 1,5

ГОСТ 3675—56 на допуски червячных передач устанавливает 12 степеней точности червячных пар. Для степеней точности 1, 2, 10, 11 и 12 допуски и отклонения в стандарте не предусмотрены.

82. Допуски на заготовку червяка для осевого модуля m_s св. 1 до 30. *мм*

Степень точности	Допуск [1] в *мкм* при диаметре выступов в *мм*							
	Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180	Св. 180 до 260	Св. 260 до 360
6	$\frac{-8}{9}$	$\frac{-9}{9}$	$\frac{-11}{10}$	$\frac{-13}{10}$	$\frac{-15}{10}$	$\frac{-18}{11}$	$\frac{-20}{11}$	$\frac{-22}{13}$
7	$\frac{-18}{26}$	$\frac{-21}{26}$	$\frac{-25}{26}$	$\frac{-30}{26}$	$\frac{-35}{30}$	$\frac{-40}{30}$	$\frac{-47}{30}$	$\frac{-54}{31}$
8	$\frac{-18}{28}$	$\frac{-21}{28}$	$\frac{-25}{30}$	$\frac{-30}{30}$	$\frac{-35}{34}$	$\frac{-40}{34}$	$\frac{-47}{34}$	$\frac{-54}{34}$
9	$\frac{-18}{30}$	$\frac{-21}{30}$	$\frac{-25}{34}$	$\frac{-30}{34}$	$\frac{-35}{45}$	$\frac{-40}{45}$	$\frac{-47}{45}$	$\frac{-54}{45}$

[1] Над чертой — отклонение по диаметру, под чертой — допустимое биение.

83. Нормы точности червяков по шагу, профилю и радиальному биению
(по ГОСТу 3675—56)

Степень точности	Наименование отклонения	Диаметр червяка в *мм*	Отклонения в *мкм* при осевом модуле в *мм*			
			Св. 1 до 2,5	Св. 2,5 до 6	Св. 6 до 10	Св. 10 до 16
6	Предельное отклонение осевого шага Δt	12—200	±7	±9	±11,5	±16
	Предельная накопленная погрешность осевого шага Δt_{Σ}		±12	±16	±20	±26
	Допуск на профиль δf		10,5	14	19	25
	Допуск на радиальное биение витков червяка $E_в$	От 12 до 25 Св. 25 » 50 » 50 » 100 » 100 » 200	10 11 12 17			
7	Предельное отклонение шага Δt	12—200	±11	±14	±19	±25
	Предельная накопленная погрешность осевого шага Δt_{Σ}		±20	±25	±32	±42
	Допуск на профиль δf		17	22	30	40
	Допуск на радиальное биение витков червяка $E_в$	От 12 до 25 Св. 25 » 50 » 50 » 100 » 100 » 200	16 18 20 26			
8	Предельное отклонение осевого шага Δt	12—200	±18	±22	±30	±40
	Предельная накопленная погрешность шага Δt_{Σ}		±32	±40	±50	±65
	Допуск на профиль δf		26	36	48	60
	Допуск на радиальное биение витков червяка $E_в$	От 12 до 25 Св. 25 » 50 » 50 » 100 » 100 » 200	25 28 32 42			

84. Наименьшее утонение витка червяка $\Delta_в S$ в *мкм* силовых (нерегулируемых) передач

Степень точности и вид сопряжения	Осевой модуль m_s	Межосевое расстояние в *мм*					
		До 40	Св. 40 до 80	Св. 80 до 160	Св. 160 до 320	Св. 320 до 630	Св. 630 до 1250
6С	Св. 1 до 2,5	30	34	42	50	55	70
	» 2,5 » 6	34	38	45	52	60	75
	» 6 » 10	—	45	52	58	65	80
	» 10 » 16	—	—	60	70	75	85
6Х	Св. 1 до 2,5	85	130	180	250	340	450
	» 2,5 » 6	90	140	180	250	340	480
	» 6 10	—	140	190	250	340	480
	» 10 16	—	—	200	260	360	480

Продолжение табл. 84

Степень точности и вид сопряжения	Осевой модуль m_s	Межосевое расстояние в *мм*					
		До 40	Св. 40 до 80	Св. 80 до 160	Св. 160 до 320	Св. 320 до 630	Св. 630 до 1250
7X	Св. 1 до 2,5	105	150	200	280	360	500
	» 2,5 » 6	110	160	210	280	380	500
	» 6 » 10	—	170	220	280	380	530
	» 10 » 16	—	—	240	300	400	530
	» 16 » 30	—	—	—	340	420	560
8X	Св. 1 до 2,5	130	190	250	320	420	560
	» 2,5 » 6	140	200	250	320	420	600
	» 6 » 10	—	210	260	340	450	600
	» 10 » 16	—	—	300	360	450	600
	» 16 » 30	—	—	—	400	500	630
9X	Св. 1 до 2,5	170	240	300	400	500	670
	» 2,5 » 6	190	250	320	400	530	710
	» 6 » 10	—	280	340	420	530	710
	» 10 » 16	—	—	380	450	560	710
	» 16 » 30	—	—	—	530	630	800

Примечание. Наименьшее утонение витка червяка обеспечивает гарантированный боковой зазор в собранной передаче, если отсутствуют: а) утонение витков инструмента, обрабатывающего зубья червячного колеса, связанное с его переточкой; б) температурные расширения элементов передачи, нагревающихся в процессе работы; в) большой слой смазки.

85. Допуск толщины витка для осевого модуля m_s св. 1 до 30 *мм*

Степень точности и вид сопряжения	Допуск[1] в *мкм* при диаметре червяка в *мм*				
	Св. 12 до 25	Св. 25 до 50	Св. 50 до 100	Св. 100 до 200	Св. 200 до 400
6C	28	28	28	34	38
6X	70	70	70	75	80
7X	75	75	75	85	90
8X	80	85	85	100	110
9X	90	100	100	130	130

[1] Направлен в тело витка

86. Нормы точности червячных колес
(по ГОСТу 3675—56)

Степень точности	Наименование отклонения	Осевой модуль m_s	Отклонение в *мкм* при диаметре колеса в *мм*							
			До 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 200	Св. 200 до 320	Св. 320 до 500	Св. 500 до 800	Св. 800 до 1250
6	Допуск на разность соседних окружных шагов $\delta_c t$	Св. 1 до 2,5	9	9,5	10	10,5	11,5	14	17	21
		» 2,5 » 6	10,5	11	11	11,5	13	15	19	22
		» 6 » 10	—	13	14	16	17	18	21	25
		» 10 » 16	—	—	18	18	19	21	24	28
	Допуск на накопленную погрешность окружного шага δt_Σ	Св. 1 до 30	25	32	40	48	55	70	90	110

Продолжение табл. 86

Степень точности	Наименование отклонения	Осевой модуль m_s	Отклонение в *мкм* при диаметре колеса в *мм*							
			До 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 200	Св. 200 до 320	Св. 320 до 500	Св. 500 до 800	Св. 800 до 1250
6	Предельное смещение средней плоскости колеса в обработке	Св. 1 до 30	±11,5	±17	±19	±22	±26	±30	±36	±42
	Предельное отклонение межосевого расстояния при обработке ΔA_o	Св. 1 до 30	±11,5	±17	±19	±22	±26	±30	±36	±42
	Допуск на радиальное биение зубчатого венца E	Св. 1 до 30	20	26	32	38	45	50	58	75
	Допуск на разность соседних окружных шагов $\delta_c t$	Св. 1 до 2,5 » 2,5 » 6 » 6 » 10 » 10 » 16	14 17 — —	15 18 21 —	16 18 22 26	17 20 24 28	19 22 25 30	22 24 28 34	26 30 32 38	34 36 40 45
	Допуск на накопленную погрешность окружного шага δt_Σ	Св. 1 до 30	40	50	60	75	90	110	140	180
	Предельное отклонение межосевого расстояния в обработке ΔA_o	Св. 1 до 30	±19	±26	±30	±36	±42	±48	±55	±65
	Предельное смещение средней плоскости колеса в обработке	Св. 1 до 30	±19	±26	±30	±36	±42	±48	±55	±65
	Допуск на радиальное биение зубчатого венца E	Св. 1 до 30	32	42	50	58	70	80	95	115
8	Допуск на разность соседних окружных шагов $\delta_c t$	Св. 1 до 2,5 » 2,5 » 6 » 6 » 10 » 10 » 16	22 26 — —	24 28 34 —	25 30 36 42	26 32 38 45	30 36 40 48	36 38 45 52	42 48 50 58	55 60 70
	Допуск на накопленную погрешность окружного шага δt_Σ	Св. 1 до 30	60	80	100	115	140	180	220	280
	Предельное отклонение межосевого расстояния при обработке ΔA_o	Св. 1 до 30	±30	±42	±48	±55	±65	±75	±90	±105
	Предельное смещение средней плоскости колеса в обработке	Св. 1 до 30	±30	±42	±48	±55	±65	±75	±90	±105

Продолжение табл. 86

Степень точности	Наименование отклонения	Осевой модуль m_s	Отклонение в *мкм* при диаметре колеса в *мм*							
			До 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 200	Св. 200 до 320	Св. 320 до 500	Св. 500 до 800	Св. 800 до 1250
8	Допуск на радиальное биение зубчатого венца E	Св. 1 до 30	50	65	80	95	110	120	150	190
9	Предельное отклонение межосевого расстояния в обработке ΔA_o	Св. 1 до 30	±48	±65	±75	±90	±105	±115	±140	±170
	Предельное смещение средней плоскости колеса в обработке	Св. 1 до 30	±48	±65	±75	±90	±105	±115	±140	±170

Отклонение на диаметр окружности D_e принимают для 6 и 7-й степени точности по C_3, для 8 и 9-й — по C_4.

87. Нормы точности монтажа силовых (нерегулируемых) червячных передач
(по ГОСТу 3675—56)

Степень точности	Наименование отклонения	Осевой модуль m_s	Межосевое расстояние в *мм*					
			До 40	Св. 40 до 80	Св. 80 до 160	Св. 160 до 320	Св. 320 до 630	Св. 630 до 1250
6	Пятно контакта	Св. 1 до 30	По высоте зуба не менее 60% По длине зуба не менее 70%					
	Предельное отклонение межосевого расстояния ΔA	Св. 1 до 30	±19	±26	±36	±45	±52	±70
	Предельное смещение средней плоскости колеса в обработке	Св. 1 до 30	±14	±21	±26	±34	±42	±50
	Допуск на перекос оси червяка δy	Св. 1 до 2,5 » 2,5 » 6 » 6 » 10 » 10 » 16	10,5 14 21 28					
7	Пятно контакта	Св. 1 до 30	По высоте зуба не менее 60% По длине зуба не менее 65%					
	Предельное отклонение межосевого расстояния ΔA	Св. 1 до 30	±30	±42	±55	±70	±85	±110
	Предельное смещение средней плоскости колеса в обработке	Св. 1 до 30	±22	±34	±42	±52	±65	±80

Продолжение табл. 87

Степень точности	Наименование отклонения	Осевой модуль m_s	Межосевое отклонение в *мм*					
			До 40	Св. 40 до 80	Св. 80 до 160	Св. 160 до 320	Св. 320 до 630	Св. 630 до 1250
7	Допуск на перекос оси червяка δy	Св. 1 до 2,5 » 2,5 » 6 » 6 » 10 » 10 » 16	13 18 26 36					
8	Пятно контакта	Св. 1 до 30	По высоте и длине зуба не менее 50%					
	Предельное отклонение межосевого расстояния ΔA	Св. 1 до 30	±48	±65	±90	±110	±130	±180
	Предельное смещение средней плоскости колеса в обработке	Св. 1 до 30	±36	±52	±65	±85	±105	±120
	Допуск на перекос оси червяка δy	Св. 1 до 2,5 » 2,5 » 6 » 6 » 10 » 10 » 16	17 22 34 45					
9	Предельное отклонение межосевого расстояния ΔA	Св. 1 до 30	±75	±105	±140	±180	±210	±280

88. Гарантированный боковой зазор C_n в червячных передачах в *мкм*

(по ГОСТу 3675—56)

Вид сопряжения	Межосевое расстояние в *мм*					
	До 40	Св. 40 до 80	Св. 80 до 160	Св. 160 до 320	Св. 320 до 630	Св. 630 до 1250
С	0	0	0	0	0	0
Д	28	48	65	95	130	190
Х	55	95	130	190	260	380
Ш	110	190	260	380	530	750

Конструкция червячных колес

Типовыми конструкциями червячных колес являются: бандажированная (рис. 21, *а*), болтовая (рис. 21, *б*), сплошная литая (рис. 21, *в*), составная литая (чугунный центр вставляется в форму для отливки бронзового обода).

Конструкция, а также размеры спиц и ступицы центра такие же, как и для цилиндрических зубчатых колес (см. рис. 12—13).

Расчет на прочность

При проектировании самотормозящейся червячной передачи угол λ_∂ следует выбирать приблизительно в 2 раза меньше угла трения ρ (табл. 89). Меньшие значения коэффициента трения соответствуют цементованным, шлифованным

и полированным червякам при тщательной приработке и сборке передачи и обильной смазке маслом достаточной вязкости; коэффициенты трения даны с учетом потерь в подшипниках валов червяка и червячного колеса в предположении, что оба вала смонтированы на подшипниках качения. Для обработанных чугунных червячных колес $f = 0{,}06 \div 0{,}12$ (меньшие значения при $v_{ск} > 2$ *м/сек*).

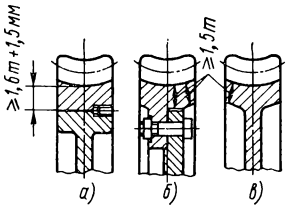


Рис. 21. Конструкция обода червячных колес

Исходные данные

Крутящий момент на колесе $M_к$ в *кГ·см*.

Модуль передачи m_s в *мм*.

Число оборотов червяка n_1 в минуту.

Диаметр делительного цилиндра червяка $d_{\partial 1}$ в *мм*.

Угол подъема витка червяка λ°_∂.

Число модулей в диаметре делительного цилиндра червяка q.

Число зубьев колеса z_2.

Условный угол обхвата $2\gamma^\circ$.

Методика расчета

Скорость скольжения на делительном цилиндре червяка в *м/сек*

$$v_{ск} = \frac{\pi d_{\partial 1} n_1}{60 \cdot 1000 \cos \lambda}.$$

К. п. д. передачи

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \lambda_\partial}{\operatorname{tg} \lambda_\partial + \rho}.$$

Напряжение изгиба в *кГ/мм*^{2}

$$\sigma_{из} = \frac{600 M_к}{z_2 m^3 q y 2\gamma} \leqslant [\sigma_{из}].$$

Контактные напряжения в *кГ/мм*^{2}

$$\sigma = \frac{500}{m z_2} \sqrt{\frac{M_к}{d_{\partial 1} 2\gamma}},$$

Значение угла ρ — в табл. 89.

Значение коэффициента y — в табл. 90.

Допускаемые напряжения $[\sigma_{из}]$ и $[\sigma_{\partial on}]$ — в табл. 91 и 92.

89. Коэффициент трения f и угол трения ρ при червячном колесе из фосфористой бронзы и стальном червяке

$v_{ск}$ в *м/сек*	f	ρ	$v_{ск}$ в *м/сек*	f	ρ
0,01	0,11—0,12	6°17′—6°51′	2,5	0,03—0,04	1°43′—2°17′
0,10	0,08—0,09	4 34 —5 09	3,0	0,028—0,035	1 36 —2 00
0,25	0,065—0,075	3 43 —4 17	4,0	0,023—0,03	1 19 —1 43
0,5	0,055—0,065	3 09 —3 43	7,0	0,018—0,026	1 02 —1 29
1,0	0,045—0,055	2 35 —3 09	10	0,016—0,024	0 55 —1 22
1,5	0,04—0,05	2 17 —2 52	15	0,014—0,020	0 48—1 09
2,0	0,035—0,045	2 00 —2 35			

90. Значение коэффициента y

	y		y		y		y		y		y
16	0,095	20	0.100	26	0,107	35	0,120	50	0,136	150	0.156
17	0.096	21	0.101	28	0,110	37	0.123	60	0.141	300	0.160
18	0.098	22	0,103	30	0,113	40	0,128	80	0.148	Рейка	0,164
19	0,099	24	0,105	32	0,116	45	0,133	100	0,152		

91. Контактные напряжения в зависимости от скорости скольжения

Марка материала		$[\sigma_{доп}]$ в $кГ/мм^2$ при скорости скольжения $v_{ск}$ в $м/сек$					
червяка	колеса	0	0,25	0.5	1	2	3
СЧ 15-32 СЧ 18-36 СЧ 21-40	СЧ 12-28 СЧ 15-32	22	20	19	17	14	10
Сталь 20 цементированная	СЧ 12-28 СЧ 15-32 Бр. АЖ 9-4Л	19	16	13	11	9	—
Сталь Ст6 Сталь 45	СЧ 12-28 СЧ 15-32	17	14	12	10	7	—

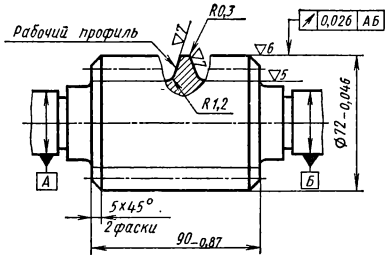
92. Допускаемые напряжения для зубьев червячных колес [1]

Марка материала	Способ отливки	Допускаемые напряжения в $кГ/мм^2$		
		изгиба $[\sigma_{из}]$	контактные $[\sigma_{доп}]$	
			червяк $HRC \leqslant 45$	червяк $HRC > 45$
Бр. ОФ 10-1	В землю В кокиль	6,0 8,0	17 25	20 30
Бр. ОНФ 10	Центробежный	9,5	27	33
Бр. ОЦС 6-6-3	В землю В кокиль Центробежный	5,5 6,0 7,0	15 17 21	19 20 26
Бр. ОЦС 5-7-12	В землю	5,5	15	19
Бр. АЖ 9-4Л	В землю В кокиль	10 11	В зависимости от скорости скольжения и материала червяка	
Сч 12-28 Сч 15-32 Сч 18-36 Сч 21-40	—	4,0 4,5 5,0 6,0		

[1] Решетов Д. Н. и др. Расчеты при модернизации станков. М., Машгиз, 1956.

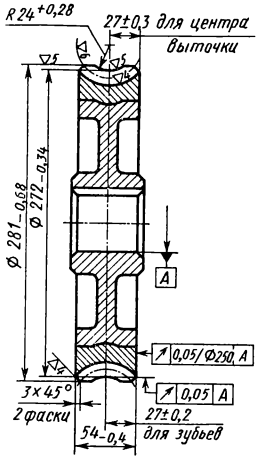
Примеры выполнения элементов зацепления на рабочих чертежах цилиндрических червяков и червячных колес

93. Пример выполнения чертежа нарезанной части архимедова цилиндрического червяка



Модуль осевой		m_s	6
Число заходов			2
Тип червяка		—	Архимедов
Угол подъема витка		$\lambda_д$	11°18′36″
Направление витка		—	Правое
Ход винтовой линии		$t_в$	37,696
Параметры профиля витков	Угол профиля		20°
	Высота витка	h	13,2
Степень точности по ГОСТу 3675—56		—	Ст. 7-Х
Толщина витка		s_{n1}	$9{,}24^{-0{,}21}_{-0{,}29}$
Измерительная высота		$h_{м1}$	6,013
Предельные отклонения осевого шага		$\Delta_в t$ $\Delta_н t$	± 0,014
Предельно накопленная погрешность осевого шага		$\Delta_в t_\Sigma$ $\Delta_н t_\Sigma$	± 0,025
Допуск на профиль червяка		δf	0,022
Допуск на радиальное биение витков червяка		$E_в$	0,02

94. Пример выполнения чертежа зубчатого венца червячного колеса регулируемой передачи, сопрягаемого с архимедовым червяком



Модуль осевой		m_s	6
Число зубьев		z_2	44
Сопряженный червяк	Тип червяка	—	Архимедов
	Число заходов	z_1	2
	Направление витка	—	Правое
Межосевое расстояние в обработке		A_o	160 ± 0,042
Степень точности по ГОСТу 3675—56		—	Ст. 7-Х
Допуск на накопленную погрешность окружного шага		$\delta t_{K\Sigma}$	0,09
Допуск на разность соседних окружных шагов		$\delta_{c_-^t}$	0,022
Сопряженный червяк	Угол профиля	α	20°
	Высота витка	h	13,2
	Ход винтовой линии	$t_в$	37,696
	Диаметр цилиндра выступов	D_{e1}	72
Зуборезный инструмент	Толщина зуба (в осевом сечении)	s_u	9,42
	Радиальный зазор во впадинах колеса	$c_к$	1,5
	Радиус закругления головки зуба	r_{eu}	1,6
Коэффициент коррекции		ξ	—0,333

Дополнительные источники

Головки зуборезные для конических колес с круговыми зубьями. Основные размеры — ГОСТ 11902—66.

Головки зуборезные цельные для конических колес с круговыми зубьями. Конструкция и размеры — ГОСТ 11903—66.

Головки зуборезные сборные для конических колес с круговыми зубьями. Конструкция и размеры — 11904—66.

Головки зуборезные сборные для конических колес с круговыми зубьями. Резцы. Конструкция и размеры — ГОСТ 11905—66.

Головки зуборезные для конических колес с круговыми зубьями. Технические требования — ГОСТ 11906—66.

Колеса (пары) зубчатые конические с круговым зубом с номинальным углом наклона зуба 35° — МН 4449—63 — МН 4478—63.

Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентного внешнего зацепления. Расчет геометрии — ГОСТ 16532—70.

Передачи червячные глобоидные. Допуски — ГОСТ 16502—70.

Передачи червячные глобоидные. Основные параметры — ГОСТ 9369—66.

Передачи червячные глобоидные. Геометрический расчет — ГОСТ 17696—72.

ГЛАВА V

ЦЕПНЫЕ И РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

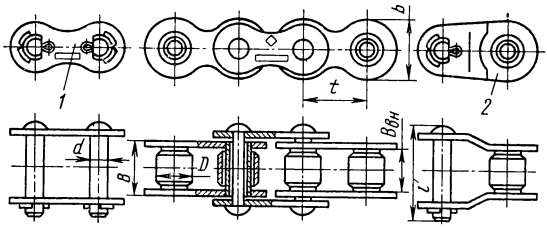
ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Приводные роликовые и втулочные цепи (по ГОСТу 10947—64)

Типы, основные параметры и размеры цепей приведены в табл. 1.

1. Приводные роликовые однорядные цепи

Размеры в *мм*



1 — соединительное звено;

2 — переходное звено

Обозначение цепей	t	$B_{вн}$, не менее	D	d	Разрушающая нагрузка Q в *кГ*, не менее	b	B	l	Масса 1 *м* в *кг*
						не более			
Цепи типа ПР — нормальные									
ПР-8-460	8	3,00	5,00	2,31	460	7,11	4,77	11,7	0,18
ПР-9,525-900	9,525	5,72	6,35	3,28	900	8,26	8,53	16,8	0,41
ПР-12,7-900	12,7	3,80	7,75	3,66	900	9,91	5,80	11,7	0,31
ПР-12,7-1800-1	12,7	5,40	8,51	4,45	1 800	11,81	8,90	18,2	0,62
ПР-12,7-1800-2	12,7	7,75	8,51	4,45	1 800	11,81	11,30	20,9	0,71
ПР-15,875-2300-1	15,875	6,48	10,16	5,08	2 300	14,73	10,78	20,1	0,80
ПР-15,875-2300-2	15,875	9,65	10,16	5,08	2 300	14,73	13,95	23,7	0.96
ПР-19,05-2500	19,05	12,70	11,91	5,96	2 500	18,08	17,75	30,6	1,52
ПР-25,4-5000	25,4	15,88	15,88	7,95	5 000	24,13	22,61	38,5	2,57
ПР-31,75-7000	31,75	19,05	19,05	9,55	7 000	30,18	27,46	46,0	3,73
ПР-38,1-10000	38,1	25,40	22,23	11,12	10 000	36,10	35,46	56,9	5,50
ПР-44,45-13000	44,45	25,40	25,40	12,72	13 000	42,24	37.19	61,3	7,50
ПР-50,8-16000	50.8	31,75	28,58	14,29	16 000	48.26	45.21	72,0	9,70

Продолжение табл. 1

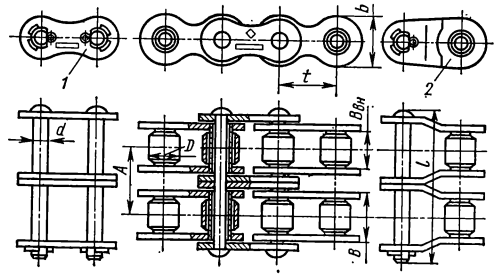
Обозначение цепей	t	$B_{вн}$, не менее	D	d	Разрушающая нагрузка Q в $кГ$, не менее	b	B	l	Масса 1 $м$ в $кг$
						не менее [1]			
Цепи типа ПРД — нормальные									
ПРД-31,75-2300	31,75	9,65	10,16	5,08	2 300	14,73	13,95	23,7	0,58
ПРД-38,1-2500	38,1	12,70	11,91	5,96	2 500	18,08	17,75	30,6	1,10
ПРД-38-3000	38	22,00	16,00	7,95	3 000	21,00	28,30	41,9	1,85
ПРД-50,8-5000	50,8	15,88	15,88	7,95	5 000	24,13	22,61	38,5	1,90
ПРД-63,5-7000	63,5	19,05	19,05	9,55	7 000	30.18	27,46	46,0	2,60
ПРД-76,2-10000	76,2	25,4	22,23	11,12	10 000	36,10	35,46	56,9	3,80
Цепи типа ПРУ — усиленные									
ПРУ-19,05-3200	19,05	12,70	11,91	5,96	3 200	18,08	17,75	30,6	1,52
ПРУ-25,4-6000	25,4	15,88	15,88	7,95	6 000	24,13	22,61	38,5	2,57
ПРУ-31,75-8900	31,75	19,05	19,05	9,55	8 900	30,18	27,46	46,0	3,73
ПРУ-38,1-12700	38,1	25,40	22,23	11,12	12 700	36,10	35,46	56,9	5,50
ПРУ-44,45-17200	44,45	25,40	25,40	12,72	17 200	42,24	37,19	61,3	7,50
ПРУ-50,8-22700	50.8	31,75	28,58	14,29	22 700	48,26	45,21	72,0	9,70
ПРУ-63,5-35400	63,5	38,10	39,80	19,86	35 400	60,33	54,89	89,0	16,00

[1] Для типа ПРУ не более.

Примечание. Масса указана для цепей с валиками без шплинтов.

2. Цепи типа 2ПР — приводные роликовые двухрядные

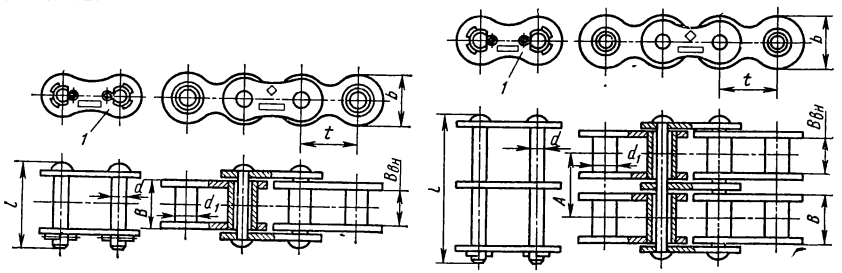
Размеры в *мм*



1 — звено соединительное;
2 — звено переходное

Обозначение цепей	t	$B_{вн}$, не менее	D	d	A	Разрушающая нагрузка Q в $кГ$, не менее	b	B	l	Масса 1 $м$ в $кг$
							не более			
2ПР-12,7-3200	12,7	7,75	8,51	4,45	13,92	3 200	11,81	11,30	34,9	1,35
2ПР-15,875-4500	15,875	9,65	10,16	5,08	16,59	4 500	14,73	13,28	40,3	1,85
2ПР-19,05-6400	19,05	12,70	11,91	5,96	22,78	6 400	18,08	17,75	53,4	2,90
2ПР-25,4-11400	25,4	15,88	15,88	7,95	29,29	11 400	24,13	22,61	67,8	5,01
2ПР-31,75-17700	31,75	19,05	19,05	9,55	35,76	17 700	30,18	27,46	81,8	7,31
2ПР-38,1-25400	38.1	25,40	22,23	11,12	45,44	25 400	36,10	35,46	102,4	11,00
2ПР-44,45-34400	44,45	25,40	25,40	12,72	48,87	34 400	42,24	37,19	110,2	14,36
2ПР-50,8-45400	50,8	31,75	28,58	14,29	58,55	45 400	48,26	45,21	130,5	19,10

3. Цепи типа ПВ — приводные втулочные однорядные и типа 2ПВ — приводные втулочные двухрядные
Размеры в *мм*



1 — соединительное звено

Обозначение цепей	t	$B_{вн}$, не менее	Диаметр втулки d_1	d	A	Разрушающая нагрузка Q в *кГ*, не менее	b не более	B не более	l не более	Масса 1 *пог. м* в *кг*
ПВ-9,525-1100	9,525	7,60	5,00	3,59	—	1100	8,80	11,20	18,5	0,44
ПВ-525-1200	9,525	9,52	6,00	4,45	—	1200	9,85	13,44	21,2	0,62
2ПВ-9,525-1800	9,525	5,20	6,00	4,45	10.75	1800	9,85	9,15	27,5	0,92

ГОСТ 10947—64 предусматривает и другие типы цепей.

Примеры обозначения.

Цепь приводная роликовая однорядная нормального шага 12,7 *мм* с разрушающей нагрузкой 1800 *кГ* второго исполнения по ширине:

Цепь ПР-12,7-1800-2 ГОСТ 10947—64

Цепь приводная роликовая двухрядная шага 44,45 *мм* с разрушающей нагрузкой 34400 *кГ*:

Цепь 2ПР-44,45-34400 ГОСТ 10947—64

Соединительное звено приводной роликовой цепи с шагом 25,4 *мм*:

Звено С-ПР-25,4-5000 ГОСТ 10947—64

Переходное звено приводной роликовой цепи с шагом 25,4 *мм*:

Звено П-ПР-25,4-5000 ГОСТ 10947—64

Технические требования на роликовые и втулочные приводные цепи. Марки стали и режимы термической обработки деталей подбирают так, чтобы цепи выдерживали их разрушающие нагрузки. Твердость и глубина диффузионного слоя деталей цепи приведены в табл. 4 и 5.

Поверхности пластин цепей имеют антикоррозионное покрытие.

Антикоррозионное покрытие на поверхности отверстий не допускается.

Наружные пластины с внешней стороны и внутренние со стороны, обращенной к зубу звездочки, имеют фаски по всему наружному контуру. В цепях типов ПР и ПРД с шагом 19,05 *мм* и более фаски можно не делать. При отсутствии фасок на цепях с шагом 15,875 *мм* и менее острые кромки по наружному контуру пластин скругляют.

4. Твердость деталей цепи

Типы цепей	Шаг цепи в *мм*	Твердость *HRC*			
		пластин	валиков и втулок из цементируемой стали	роликов из стали	
				цементируемой	нецементируемой
ПР, 2ПР, ПВ, 2ПВ ПРД	8—15.875 31,75	40—50	59—65	55—65	42—50
ПР	19,05—31,75 38,1—50,8	32—40 24—40	54—62	47—55	
ПРД	38—76,2	32—40			
ПРУ, 2ПР	19,05—63,5	38—45			42—52

5. Глубина диффузионного слоя деталей цепи

Шаг цепи	Глубина диффузионного слоя в *мм*	
	валиков	втулок и роликов
8; 12,7 * 9,525; 12,7; 15,875; 31,75 **	0,15—0,3 0,2—0,4	0,08—0,2

* Для цепи ПР-12,7-900.
** Для цепи типа ПРД.

Собранная цепь не должна иметь заеданий в шарнирных соединениях. Суммарный зазор между пластинами однорядных цепей не должен превышать значений, указанных в табл. 6.

6. Суммарный зазор между наружными и внутренними пластинами собранных однорядных цепей **

Размеры в *мм*

Шаг цепи	8	9,525	12,7	15,875; 31,75 *	19,05; 38,1 *	25,4; 50,8*	31,75; 63,5 *	38 *	38,1; 76,2 *	44,45	50,8	63,5
Зазор, не более	0,4	0,5	0,5	0,5	0,8	1,0	1,2	1,0	1,2	1,3	1,3	1,4

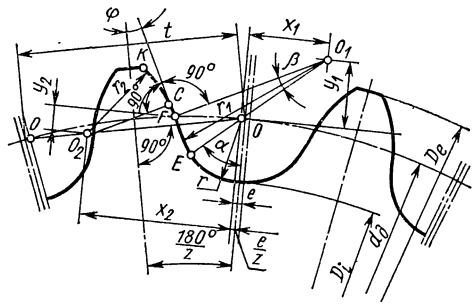
* Для цепи типа ПРД.
** Суммарный зазор многорядных цепей не более 0,8 от суммарного зазора для однорядной цепи, умноженного на количество рядов.

Примечание. При применении для пластин горячекатаного проката и холоднокатаного нормальной точности по толщине допускается увеличение суммарного зазора в однорядных цепях на 50%.

Остальные технические требования и испытания цепей по ГОСТу 13568—68.

Звездочки для приводных цепей
(по ГОСТу 591—69)

7. Метод расчета и построение профиля зубьев звездочек для приводных роликовых и втулочных цепей



Профиль зубьев со смещением [1] центров дуг впадин

Параметры	Расчетные формулы
Шаг цепи t Диаметр ролика цепи (для втулочных цепей — диаметр втулки) D	Размеры по стандартам на цепь по ГОСТу 10947—64

Продолжение табл. 7

Параметры	Расчетные формулы
Число зубьев звездочки z	—
Диаметр делительной окружности d_∂	$d_\partial = t \operatorname{cosec} \frac{180^\circ}{z} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}}$
Диаметр окружности выступов D_e	$D_e = t\left(0{,}5 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z}\right)$
Диаметр окружности впадин D_i	$D_i = d_\partial - 2r$
Наибольшая хорда (для контроля звездочек с нечетным числом зубьев) L_x	$L_x = d_\partial \cos \frac{95^\circ}{z} - 2r$
Радиус впадин r	$r = 0{,}5025D + 0{,}05$ *мм*
Радиус сопряжения r_1	$r_1 = 0{,}8D + r = 1{,}3025D + 0{,}05$ *мм*
Радиус головки зуба r_2	$r_2 = D\,(1{,}24 \cos \varphi + 0{,}8 \cos \beta - 1{,}3025) - 0{,}05$ *мм*
Половина угла впадины α	$\alpha = 55^\circ - \frac{60^\circ}{z}$
Угол сопряжения β	$\beta = 18^\circ - \frac{56^\circ}{z}$
Половина угла зуба φ	$\varphi = 17^\circ - \frac{64^\circ}{z} = 90^\circ - \frac{180^\circ}{z} - (\alpha + \beta)$
Прямой участок профиля FC	$FC = D\,(1{,}24 \sin \varphi - 0{,}8 \sin \beta)$
Расстояние от центра дуги впадины до центра дуги головки зуба OO_2	$OO_2 = 1{,}24D$
Смещение центров дуг впадин e	$e = 0{,}03t$
Координаты точки O_1	$x_1 = 0{,}8D \sin \alpha$ $y_1 = 0{,}8D \cos \alpha$
Координаты точки O_2	$x_2 = 1{,}24D \cos \frac{180^\circ}{z}$ $y_2 = 1{,}24D \sin \frac{180^\circ}{z}$

[1] Для зубьев, образуемых без смещения центров дуг падин, $e = 0$; $L_x = d_\partial \cos \frac{90^\circ}{z} - 2r$.

ГОСТ 591—69 устанавливает профиль зубьев звездочек для цепей с отношением $\frac{t}{D} \leqslant 2$.

Диаметр окружности выступов D_e вычисляют с точностью до 0,1 *мм*; остальные линейные размеры — до 0,01 *мм*, а угловые — до 1′

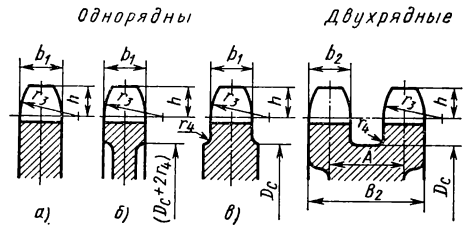
Для определения диаметров d_∂ и D_e пользоваться табл. 10.

8. Значение величин для расчета и построения профиля зубьев звездочек

Тип цепей по ГОСТу 10947—64			OO_2		Тип цепей по ГОСТу 10947—64			OO_2	
ПР-8-460 ПР-9,525-900 ПВ-9,525-1100	2,56 3,24 2,56	6,56 8,32 6,56	6,20 7,87 6,20	0,24 0,29 0,29	ПРУ-25,4-6000 2ПР-25,4-11400	8,03	20,73	19,69	0,76
ПВ-9,525-1200 2ПВ-9,525-1800	3,07	7,87	7,44	0,29	ПР-31,75-7000 ПРУ-31,75-8900 2ПР-31,75-17700	9,62	24,86	23,62	0,95
ПР-12,7-900	3,94	10,14	9,61	0,38	ПР-38,1-10000 ПРУ-38,1-12700 2ПР-38,1-25400	11,22	29	27,57	1,14
ПР-12,7-1800-1 ПР-12,7-1800-2 2ПР-12,7-3200	4,33	11,13	10,55	0,38					
ПР-15,875-2300-1 ПР-15,875-2300-2 2ПР-15,875-4500	5,16	13,28	12,6	0,48	ПР-44,45-13000 ПРУ-44,45-17200 2ПР-44,45-34400	12,81	33,13	31,5	1,33
ПР-19,05-2500 ПРУ-19,05-3200 2ПР-19,05-6400	6,03	15,56	14,77	0,57	ПР-50,8-16000 ПРУ-50,8-22700 2ПР-50,8-45400	14,41	37,28	35,14	1,52
ПР-25,4-5000	8,03	20,73	19,69	0,76	ПРУ-63,5-35400	20,05	51,89	49,35	1,9

Табличные значения $d_д$, D_e, D_j, D_c, L_x, r_2, x_1, y_1 в зависимости от z и типов цепей даны в приложении к ГОСТу 591—69.

9. Зубья и венец звездочки в поперечном сечении



Параметры	Расчетные формулы
Диаметр ролика цепи (для втулочной цепи — диаметр втулки) D. Ширина пластины цепи наибольшая b. Расстояние между внутренними пластинами цепи $B_{вн}$. Расстояние между осями цепи A	Размеры по стандарту на цепь по ГОСТу 10947—64
Радиус закругления зуба (наименьший) $r_з$	$r_з = 1{,}7D$
Расстояние от вершины зуба до линии центров дуг закруглений h	$h = 0{,}8D$

Продолжение табл. 9

Параметры		Расчетные формулы
Диаметр обода (наибольший) D_c^*		$D_c = t \operatorname{ctg} \frac{180°}{z} - 1{,}3b$
Радиус закруглений r_4	при шаге $t \leqslant 35$ мм при шаге $t > 35$ мм	$r_4 = 1{,}6$ мм $r_4 = 2{,}5$ мм
Ширина зуба звездочки	однорядной b_1 двухрядной b_2	$b_1 = 0{,}93B_{вн} - 0{,}15$ мм $b_2 = 0{,}90B_{вн} - 0{,}15$ мм

* При $d_д < 150$ мм допускается $D_c = t \operatorname{ctg} \frac{180°}{z} - 1{,}2b$.

Размеры зуба и венца звездочки в поперечном сечении вычисляют с точностью до 0,1 мм; для исполнения *а* допускается округление величины b до 1 мм в меньшую сторону. Размер D_c округляют до 1 мм.

Для определения диаметра D_c пользоваться табл. 10.

10. Значения $\operatorname{cosec} \frac{180°}{z}$ **и** $\operatorname{ctg} \frac{180°}{z}$ **в зависимости от** z

	$\operatorname{cosec} \frac{180°}{z}$	$\operatorname{ctg} \frac{180°}{z}$		$\operatorname{cosec} \frac{180°}{z}$	$\operatorname{ctg} \frac{180°}{z}$		$\operatorname{cosec} \frac{180°}{z}$	$\operatorname{ctg} \frac{180°}{z}$
7	2,3048	2,0765	33	10,5203	10,4727	59	18,7893	18,7626
8	2,6131	2,4142	34	10,8379	10,7916	60	19,1073	19,0811
9	2,9238	2,7475	35	11,1560	11,1111	61	19,4245	19,3996
10	3,2361	3,0777	36	11,4737	11,4301	62	19,7429	19,7176
11	3,5495	3,4057	37	11,7913	11,7488	63	20,0613	20,0363
12	3,8637	3,7321	38	12,1093	12,0679	64	20,3800	20,3555
13	4,1786	4,0572	39	12,4278	12,3875	65	20,6987	20,6745
14	4,4939	4,3813	40	12,7455	12,7062	66	21,0168	20,9930
15	4,8097	4,7046	41	13,0639	13,0251	67	21,3338	21,3103
16	5,1258	5,0273	42	13,3820	13,3446	68	21,6537	21,6306
17	5,4423	5,3496	43	13,6993	13,6628	69	21,9717	21,9489
18	5,7588	5,6713	44	14,0178	13,9821	70	22,2895	22,2671
19	6,0756	5,9927	45	14,3356	14,3007	71	22,6068	22,5847
20	6,3925	6,3137	46	14,6536	14,6194	72	22,9256	22,9038
21	6,7095	6,6346	47	14,9720	14,9385	73	23,2431	23,2215
22	7,0266	6,9550	48	15,2898	15,2571	74	23,5614	23,5401
23	7,3439	7,2755	49	15,6085	15,5764	75	23,8802	23,8593
24	7,6613	7,5958	50	15,9260	15,8945	80	25,4713	25,4517
25	7,9787	7,9158	51	16,2439	16,2131	85	27,0626	27,0442
26	8,2963	8,2358	52	16,5616	16,5314	90	28,6537	28,6363
27	8,6138	8,5555	53	16,8809	16,8512	95	30,2452	30,2287
28	8,9319	8,8742	54	17,1984	17,1693	100	31,8362	31,8205
29	9,2490	9,1948	55	17,5163	17,4877	112	35,6536	35,6306
30	9,5668	9,5144	56	17,8354	17,8073	125	39,7929	39,7804
31	9,8846	9,8339	57	18,1535	18,1260			
32	10,2023	10,1532	58	18,4717	18,4446			

11. Предельные отклонения и допуски на размеры зуба звездочек

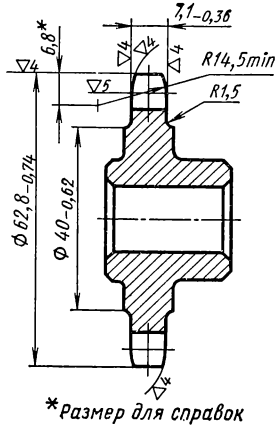
Параметры		Классы точности																	
		1						2						3					
		Отклонения *мкм* при диаметре звездочки в *мм*																	
		До 120	Св. 120 до 260	Св. 260 до 500	Св. 500 до 800	Св. 800 до 1250	Св. 1250	До 120	Св. 120 до 260	Св. 260 до 500	Св. 500 до 800	Св. 800 до 1250	Св. 1250	До 120	Св. 120 до 260	Св. 260 до 500	Св. 500 до 800	Св. 800 до 1250	Св. 1250
Разность шагов Δt (одной звездочки) при шаге t	До 20	25	32	40	50	60	—	60	80	100	120	160	—	160	200	250	320	400	—
	св. 20 до 35	32	40	50	60	80	—	80	100	120	160	200	—	200	250	320	400	500	—
	» 35 » 55	40	50	60	80	100	120	100	120	160	200	250	320	250	320	400	500	630	800
	» 55	—	60	80	100	120	160	—	160	200	250	320	400	—	400	500	630	800	1000
Диаметр окружности выступов D_e		B_4 (по ОСТу 1024 и ГОСТу 2689—54)						B_5 (по ОСТу 1025) и C_5 (по ГОСТу 2689—54)						B_7 (по ОСТу 1010)				—2000	—2400	—3000
Диаметр окружности впадин D_i и наибольшая хорда L_x		B_{3a} (по ОСТу НКМ 1027 и ГОСТу 2689—54)						B_4 (по ОСТу 1024 и ГОСТу 2689—54)						B_5 (по ОСТу 1025) и C_5 (по ГОСТу 2689—54)					
Диаметр впадины зуба $2r$		C_{3a} (по ОСТу НКМ 1027)						C_4 (по ОСТу 1024)						C_5 (по ОСТу 1025)					
Ширина b_1 и b_2 зуба и B_2 венца		B_4 (по ОСТу 1024)						B_5 (по ОСТу 1025)						B_7 (по ОСТу 1010) *					
Радиальное биение окружности впадин и осевое биение зубчатого венца		80	100	120	160	200	250	200	250	320	400	500	630	500	630	800	1000	1250	1600

* Допуск для исполнения *а* (см. эскиз к табл. 9) ГОСТом не нормируется.

12. Размеры зубьев и венцов звездочек для $z > \frac{45}{\sqrt{t}}$

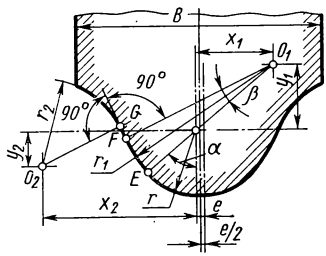
Обозначение цепей по ГОСТу 10947—64	h	r_3	r_4	b_1	b_2	B_2
ПР-8-460	4	8,5	1,6	2,6	—	—
ПР-9,525-900	5,1	10.8		5,2	—	—
ПВ-9,525-1100	4	8,5		6,9	—	—
ПР-9,525-1200	4,8	10.2		8,7	—	—
2ПВ-9,525-1800	4,8	10.2		—	4,5	15,3
ПР-12,7-900	6,2	23,2		2,9	—	—
ПР-12,7-1800-1	6,8	14,5		4,9	—	—
ПР-12,7-1800-2	6,8	14,5		7,1	—	—
2ПР-12,7-3200	6,8	14,5		—	6,8	20,7
ПР-15.875-2300-1	8,1	17,3		5,9	—	—
ПР-15,875-2300-2	8,1	17,3		8,8	—	—
2ПР-15,875-4500	8,1	17.3		—	8,5	25,1
ПР-19,05-2500	9,5	20.2		11,7	—	—
ПРУ-19,05-3200	9,5	20.2		11,7	—	—
2ПР-19,05-6400	9,5	20.2		—	11,3	34,1
ПР-25,4-5000	12,7	27		14,6	—	—
ПРУ-25,4-6000	12,7	27	1,6	14,6	—	—
2ПР-25,4-11400	12,7	27		—	14,1	43,4
ПР-31,75-7000	15,2	32,4		17,6	—	—
ПРУ-31,75-8900	15,2	32,4		17,6	—	—
2ПР-31,75-17700	15,2	32,4		—	17	52.8
ПР-38,1-10000	17,8	37,8		23,5	—	—
ПРУ-38,1-12700	17,8	37.8		23,5	—	—
2ПР-38,1-25400	17,8	37,8		—	22,7	68.2
ПР-44,45-13000	20,3	43,2	2,5	23,5	—	—
ПРУ-44,75-17200	20,3	43,2		23,5	—	—
2ПР-44,45-34400	20,3	43,2		—	22,7	71.6
ПР-50.8-16000	22,9	48,6		29,4	—	—
ПРУ-50.8-22700	22,9	48,6		29,4	—	—
2ПР-50.8-45400	22,9	48,6		—	28.4	87
ПРУ-63,5-35400	31,8	67,7		35,3	—	—

13. Пример выполнения чертежа венца звездочки для однорядной цепи



Число зубьев		z	14
Сопрягаемая цепь	Шаг	t	12,7
	Диаметр ролика	D	8,51
Профиль зуба по ГОСТу 591—69		—	Без смещения
Класс точности по ГОСТу 591—69			3
Диаметр окружности впадин		D_i	$48{,}45_{-0{,}34}$
Допуск на разность шагов		δt	0,16
Радиальное биение окружности впадин		E_0	0.5
Торцовое биение зубчатого венца		—	0.5
Диаметр делительной окружности		$d_д$	57,07
Сопрягаемая цепь	Ширина внутренней пластины	b	11,81
	Расстояние между внутренними пластинами	$B_{вн}$	7,75

14. Расчет и построение профиля дисковой фрезы для нарезания звездочек с числом зубьев $z \geqslant 7$



Профиль зуба звездочек, получаемый методом деления при нарезании дисковыми фрезами, полностью соответствует теоретическому (исходному) профилю только при расчетном числе зубьев z_1 данной группы.

Линейные размеры червячных и дисковых фрез вычисляют с точностью до 0,01 *мм*, а угловые — до 1′.

Параметры		Расчетные формулы и величины для группы (фрезы)				
		1	2	3	4	5
Шаг цепи t Диаметр ролика цепи (для втулочных цепей — диаметр втулки) D		Размеры на цепь по ГОСТу 10947—64				
Число зубьев нарезаемой звездочки z		7—8	9—11	12—17	18—35	36 и более
Расчетное число зубьев для группы z_1		7,5	10	14	25	56
Радиус головки фрезы r		$r = 0.5025D + 0{,}05$ *мм*				
» сопряжения r_1		$r_1 = 0.8D + r = 1{,}3025D + 0.05$ *мм*				
» впадины фрезы r_2		$0{,}711D$ — —0.05 *мм*	$0.698D$ — —0,05 *мм*	$0.685D$ — —0,05 *мм*	$0.668D$ — —0,05 *мм*	$0{,}655D$ — —0,05 *мм*
Половина угла головки фрезы α		47° 00′	49° 00′	50° 43′	52° 36′	53° 56′
Угол сопряжения β		10° 32′	12° 24′	14° 00′	15° 45′	17° 00′
Прямой участок профиля FG		$0.036D$	$0{,}056D$	$0{,}073D$	$0{,}092D$	$0{,}105D$
Координаты точки O_1	x_1	$0{,}5851D$	$1.6038D$	$0{,}6192D$	$0{,}6355D$	$0.6466D$
	y_1	$0.5456D$	$0.5248D$	$0.5066D$	$0{,}4859D$	$0{,}4710D$
O_2	x_2	$1.1328D$	$1{,}1793D$	$1{,}2089D$	$1{,}2302D$	$1{,}2381D$
	y_2	$0.5044D$	$0.3832D$	$0.2759D$	$0{,}1554D$	$0{,}0695D$
Смещение центров дуг головки фрезы e*		$e = 0{,}03t$				
Ширина фрезы B, не менее		$B = 1{,}14t$		$B = 1{,}11t$		$B = 1{,}08t$

* При расчете дисковых фрез для нарезания звездочек без смещения центров дуг впадин $e = 0$.

Технические требования на звездочки для приводных роликовых втулочных цепей (по ГОСТу 9756—61). Стандарт распространяется на звездочки для втулочных и втулочно-роликовых цепей с шагами до 25,4 *мм* вкл.

Ч и с л о з у б ь е в звездочек выбирают из следующего ряда: 9, 10, 11, 12, (13), 14, (15), 16, (17), 18, (19), 20, (22), 25, (28), 32, (36), 40, (45), 50, (56), 63, (71), 80.

При выборе числа зубьев следует отдавать предпочтение числам без скобок.

Рекомендуется принимать число зубьев не менее 13; при больших скоростях и ответственных передачах принимают большие значения, но не свыше 120. При четном числе звеньев цепи следует выбирать нечетное число зубьев звездочки.

Посадочные отверстия звездочек под вал выполняют с допусками не ниже класса точности 3 по ОСТу 1013 или 1023.

Звездочки изготовляют из стали марок 40 и 45 или 40Л и 45Л, группа II.

Твердость поверхностного слоя венцов в пределах *HRC* 40—50 на глубину не менее:

1,0 *мм* — при ширине зуба звездочки до 3 *мм*;

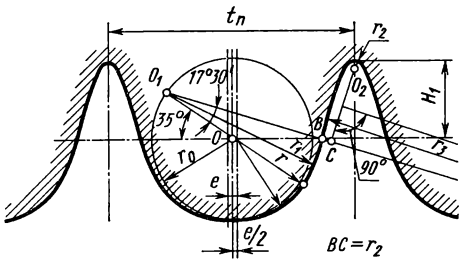
1,5 *мм* — при ширине зуба звездочки более 3 до 6 *мм*;

2,5 *мм* — при ширине зуба звездочки более 6 *мм*.

Допускается изготовление звездочек:

а) из стали марок 15 и 20 (глубина слоя цементации на венцах 1,0—1,5 *мм*, твердость *HRC* 52—60);

15. Расчет и построение профиля инструмента для нарезания звездочек с числом зубьев $z \geqslant 9$



Расчет и построение профиля основной рейки в нормальном сечении при обкатке по диаметру делительной окружности даны в таблице и на рисунке.

Центр дуги радиуса r_3 лежит на пересечении перпендикуляра, восстановленного из середины отрезка O_2C, с продолжением линии O_1BC

Профиль зуба звездочек, получаемый методом огибания, на участке $EFCK$ (см. эскиз к табл. 7) отклоняется от теоретического (исходного) профиля. Величина отклонения зависит от числа зубьев и не превышает в нормальном направлении к теоретическому профилю на участке $EFC - 0{,}01t$ и на участке $CK - 0{,}015t$.

Шаг цепи t Диаметр ролика цепи (для втулочной цепи — диаметр втулки) D		Размеры на цепь по ГОСТу 10947—64
Шаг основной рейки t_n		$t_n = 1{,}011t$
Радиус вспомогательный r_0		$r_0 = 0.5D$
» головки зуба r		$r = 0.5025D + 0.05$ *мм*
» выпуклости зуба r_1		$r_1 = 0.5D + r = 1{,}0025D + 0{,}05$ *мм*
» впадины зуба r_2	при $t > 10$	$r_2 = 0.03t$
	» $t \geqslant 10$	$r_2 = 0.05t$
Высота ножки зуба H_1	при $t > 10$	$H_1 = 0.28t + r_2 = 0.31t$
	» $t \leqslant 10$	$H_1 = 0.23t + r_2 = 0{,}28t$
Смещение центров дуг радиуса r головки зуба e*		$e = 0{,}03t$

* При расчете и построении основной рейки без смещения центров дуг впадин $e = 0$.

б) из чугуна не ниже марки СЧ 18-36 с последующей термообработкой (твердость венцов *НВ* 363—429), шаг 25,4 *мм*, окружная скорость до 2 *м/сек*.

Основные условия применения передач приводными цепями

Передаточное отношение i должно быть не более 7; при скорости цепи $v \leqslant 3$ *м/сек* и при постоянстве рабочей нагрузки можно брать $i \leqslant 10$. Для цепных передач металлорежущих станков рекомендуется выбирать i из следующего ряда: 1; 1,12; 1,25; 1,4; 1,6; 1,8; 2; 2,25; 2,8; 3,15; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,6; 6,3; 7,1.

Числа оборотов звездочки в минуту (наибольшие) для втулочно-роликовых цепей приведены в табл. 16. Они соответствуют наибольшей скорости цепи $v \approx 18$ *м/сек*. При низком качестве изготовления цепи указанные в табл. 16 числа оборотов следует уменьшать на 25—30%.

16. Наибольшие допустимые числа оборотов звездочки в минуту

Число зубьев z	Шаг цепи t в мм								
	12	15	20	25	30	35	40	45	50
15	2300	1900	1350	1150	1000	800	750	650	600
19	2400	2000	1450	1200	1050	850	800	700	650
23	2500	2100	1500	1250	1100	900	800	750	650
27	2550	2150	1550	1300	1100	900	850	750	700
30	2600	2200	1550	1300	1100	900	850	750	700

Скорость набегания цепи на звездочку или средняя скорость цепи в *м/сек*

$$v=\frac{znt}{60\cdot 1000},$$

где z — число зубьев звездочки;
n — число оборотов звездочки в минуту;
t — шаг цепи в *мм*.

Шаг цепи t в зависимости от числа оборотов в минуту меньшей звездочки и ее число зубьев z принимать по табл. 16.

Для выбора шага можно также руководствоваться зависимостью

$$t=\frac{A}{30\div 50},$$

где A — межосевое расстояние в *мм*. Следует стремиться к выбору меньшего шага, так как работоспособность цепной передачи с малым шагом выше, чем цепи с большим шагом.

Частота ударов звеньев цепи сильно влияет на ее работоспособность. Число ударов звена в секунду определяют по формуле

$$U=\frac{4zn}{60L_t},$$

где L_t — число звеньев цепи.

Для проверки допустимого числа ударов для втулочно-роликовой цепи можно пользоваться табл. 17.

17. Допустимое число ударов для втулочно-роликовой цепи

Шаг цепи t в *мм*	12—12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
Наибольшее допустимое число ударов в секунду	60	50	35	30	25	20	15	12

Среднее значение к. п. д. цепной передачи (без учета потерь в подшипниках валов) $\eta = 0{,}97$.

Конструкция звездочек. Звездочки диаметром свыше 200 *мм* рекомендуется делать составными, как показано на рис. 1; при этом втулка может быть выполнена из чугуна.

Положение цепной передачи. Горизонтальное или наклонное (с углом не свыше 45° к горизонту) положение цепной передачи является наиболее благоприятным. Вертикальных установок следует избегать ввиду необходимости частого регулирования провисания ветвей.

Для регулирования провисания и создания нужного предварительного натяжения, а также для компенсации вытяжки цепей применяют устройства с натяжными или оттяжными звездочками или роликами. Число зубьев регулирующей звездочки рекомендуется не менее числа зубьев малой звездочки передачи. Ролики, как правило, применяют при вертикальном или близком к нему расположении цепи.

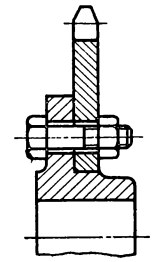


Рис. 1

Наиболее желательны для регулирования провисания передвижные опоры передачи.

Допустимое межосевое расстояние. Наименьшее расстояние $A_{\min}$ определяют в зависимости от передаточного числа i и диаметров звездочек.

При $i \leqslant 4$ можно принимать

$$A_{\min}=1{,}2\,\frac{D_{e1}+D_{e2}}{2}+(30\div 50)\ мм,$$

где D_{e1} и D_{e2} — диаметры окружностей выступов ведущей и ведомой звездочек в *мм*.

Межосевое расстояние, создающее благоприятные условия работы, $A = (30 \div 50)\,t$. Наибольшее расстояние $A_{max} = 80t$.

Длина цепи и межцентровое расстояние. Число звеньев

$$m = \frac{2A^1}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2 \frac{t}{A^1},$$

где A' — межосевое расстояние, назначаемое конструктивно в пределах, указанных выше; z_1 и z_2 — числа зубьев звездочек.

18. Значения $\left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2$

z_2-z_1	$\left(\frac{z_2-z_1}{2\pi}\right)^2$	z_2-z_1	$\left(\frac{z_2-z_1}{2\pi}\right)^2$	z_2-z_1	$\left(\frac{z_2-z_1}{2\pi}\right)^2$	z_2-z_1	$\left(\frac{z_2-z_1}{2\pi}\right)^2$	z_2-z_1	$\left(\frac{z_2-z_1}{2\pi}\right)^2$
1	0,025	21	11,17	41	42,6	61	94,3	81	166,2
2	0,101	22	12,26	42	44,7	62	97,4	82	170,3
3	0.228	23	13,40	43	46,8	63	100,5	83	174,5
4	0,405	24	14,59	44	49,0	64	103,8	84	178,7
5	0,633	25	15,83	45	51,3	65	107,0	85	183,0
6	0.912	26	17,12	46	53,6	66	110.3	86	187,3
7	1,24	27	18.47	47	56,0	67	113,7	87	191,7
8	1,62	28	19,86	48	58,4	68	117,1	88	196,2
9	2,05	29	21,3	49	60,8	69	120.6	89	200.6
10	2,53	30	22,8	50	63,3	70	124,1	90	205,2
11	3,07	31	24,3	51	65,9	71	127,7	91	209,8
12	3,65	32	25,9	52	68,5	72	131,3	92	214,4
13	4,28	33	27,6	53	71,2	73	135,0	93	219,1
14	4,97	34	29,3	54	73,9	74	138,7	94	223,8
15	5,70	35	31,0	55	76,6	75	142,5	95	228,6
16	6,49	36	32,8	56	79,4	76	146.3	96	233,4
17	7,32	37	34,7	57	82,3	77	150.2	97	238.3
18	8,21	38	36,6	58	85,2	78	154,1	98	243,3
19	9,14	39	38,5	59	88,2	79	158,1	99	248,3
20	10,13	40	40,5	60	91,2	80	162,1	100	253,3

Значение m желательно округлять до ближайшего четного числа (во избежание переходного звена).

Уточненное расчетное межцентровое расстояние

$$A = \frac{t}{4}\left[m - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(m - \frac{z_1 + z_2}{2}\right)^2 - 8\left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2}\right].$$

Значения $\left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2$ приведены в табл. 18.

Полученное расчетное расстояние обычно округляют в меньшую сторону на 2—5 *мм* для обеспечения некоторого провисания цепи.

Длина цепи $L = mt$.

Расчет роликовой цепной передачи

О работоспособности втулочно-роликовой цепи судят в основном по износу в ее шарнирах. Расчет производят по допустимым удельным давлениям в шарнирах (табл. 19).

19. Допустимое удельное давление p в шарнире для роликовых цепей в *кГ/мм²* при $k_э = 1$ (для $z = 15 \div 30$)

Шаг цепи t в *мм*	Число оборотов в минуту меньшей звездочки									
	< 50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000	2400
12,7—15,875	3,5	3,15	2,87	2,62	2,42	2,24	2,10	1,85	1,66	1,5
19,05—25,4		3,00	2,62	2,34	2,10	1,90	1,75	1,50	—	—
31,75—38,1		2,87	2,42	2,10	1,85	1,66	1,50	—	—	—
44,45—50,8		2,62	2,10	1,75	1,50	—	—	—	—	—

Для цепей повышенной точности и прочности значения p можно повышать на 30—40%.

Номинальную допустимую мощность определяют по формуле

$$N = \frac{Pv}{102k_э} \text{ кет},$$

где v — скорость цепи в *м/сек*; P — допустимое окружное усилие в *кГ*; $P = pF$, здесь p — по табл. 19, F — проекция площади опорной поверхности шарнира в *мм*^{2}; $F = dB$, здесь d — диаметр валика цепи в *мм*; B — длина втулки (ширина внутреннего звена цепи в *мм*); d и B берут из таблиц размеров цепей; $k_э$ — коэффициент, учитывающий условия эксплуатации передачи:

$$k_э = k_1k_2k_3k_4,$$

где k_1 — коэффициент, учитывающий характер нагрузки (при спокойной нагрузке $k_1 = 1{,}0$; при толчкообразной $k_1 = 1{,}2 \div 1{,}4$); k_2 — коэффициент, учитывающий вид смазки (при непрерывной смазке — масляная ванна или от насоса — $k_2 = 0{,}8$; при капельной $k_2 = 1{,}0$; при периодической $k_2 = 1{,}5$); k_3 — коэффициент, учитывающий продолжительность работы передачи (при односменной работе $k_3 = 1{,}0$; при двухсменной $k_3 = 1{,}25$; при трехсменной $k_3 = 1{,}45$); k_4 — коэффициент, учитывающий расстояние между осями звездочек [$k_4 = 1{,}0$ при расстоянии между осями $A = (30 \div 60)\,t$; $k_4 = 1{,}1$ при $A < 30t$; $k_4 = 0{,}9$ при $A = (70 \div 80)\,t$].

Нагрузка на валы зависит главным образом от окружного усилия, в меньшей степени — от предварительного натяжения и может быть определена из зависимости $Q_в = 1{,}15P$ *кГ*.

Нагрузку на опоры определяют в соответствии с их расположением по отношению к посаженным на валы звездочкам, а также и значением $Q_в$.

Пример. Определить для нормальных условий работы ($k_э = 1$) мощность $N_э$ в *квт*, которую может передать роликовая цепь с шагом $t = 25{,}4$ *мм* и разрушающей нагрузкой $Q = 5000$ *кГ* (табл. 1).

Число оборотов в минуту ведущего вала $n = 850$.

Цепь работает на звездочках с числами зубьев $z_1 = 21$ и $z_2 = 105$.

Межосевое расстояние $A = 900$ *мм*, или в шагах $A_t = \frac{900}{25{,}4} = 35$ (расстояние регулируется).

Расположение передачи — горизонтальное.

По формуле мощности с преобразованием ее

$$N_э \leqslant \frac{vpdB}{102k_э},$$

где $d = 7{,}95$ *мм*, $B = 22{,}61$ *мм* (из табл. 1). По табл. 19 при $t = 25{,}4$ *мм* и $n = 850$ *об/мин* удельное давление $p = 2{,}05$ *кГ/мм*^{2}.

Скорость движения цепи

$$v = \frac{z_1nt}{60 \cdot 1000} = \frac{21 \cdot 850 \cdot 25{,}4}{60 \cdot 1000} \approx 7{,}4 \text{ м/сек};$$

$$N_э \leqslant \frac{7{,}4 \cdot 2{,}05 \cdot 7{,}95 \cdot 22{,}61}{102 \cdot 1} = 26{,}8 \text{ кет}.$$

Тяговые пластинчатые цепи
(по ГОСТу 588—64)

Тяговые пластинчатые втулочные и втулочно-роликовые цепи предназначены для подъемно-транспортных машин и механизмов.

Цепи допускается изготовлять двух исполнений (табл. 20 и 21):

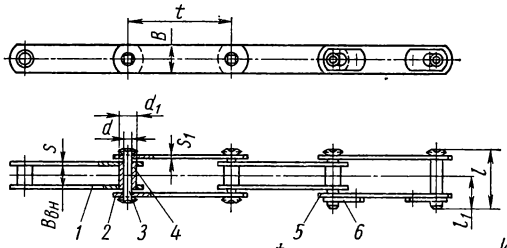
I — (неразборные) с двусторонней расклепкой валиков и запрессованными втулками;

II — (разборные) со свободной посадкой валиков и соединением втулок с пластинами на лысках.

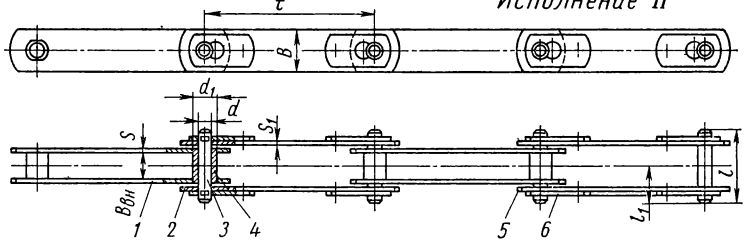
20. Цепи типа В — втулочные

Размеры в *мм*

Исполнение I



Исполнение II



1 — внутренняя пластина; *2* — наружная пластина; *3* — валик; *4* — втулка; *5* — соединительная пластина; *6* — ригель

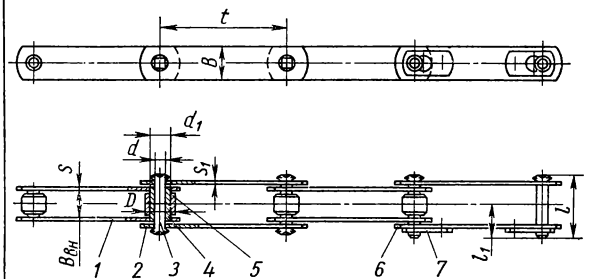
Предпочтительное исполнение	t		$B_{вн}$	B		s'	d	d_1	l	l_1	Разрушающая нагрузка в *кГ*, не менее	Масса 1 *м* цепи с нормальными пластинами в *кг*, не более	Предпочтительный тип специальной пластины
	номинальный	отклонение											
I	100	+0,30 −0,12	32	36	5	4	14	21	64*	35	12 500	5,3	I
	125	+0,30 −0,15	44	50	7	7	20	30	100*	54	20 000	13,8	
	160											12,0	
	200	+0.35 −0.15										10,8	II и III
	250	+0.35 −0.18										9,8	
	160	+0.30 −0.15	52	60	8	8	24	35	116*	62	30 000	17,9	I
	200	+0.35 −0,15										15,9	II и III
	250	+0,35 −0,18										14,4	
	320											13,0	
II	320	+0.40 −0,22	60	75	10	8	30	42	144	72	50 000	18,4	III
	320		70	90	12	10	36	50	170	85	70 000	29,2	
	400	+0,40										26,4	
	400	−0,24	82	110	14	12	44	60	200	100	100 000	41,3	

* При изготовлении в исполнении II размер $l = 2l_1$.

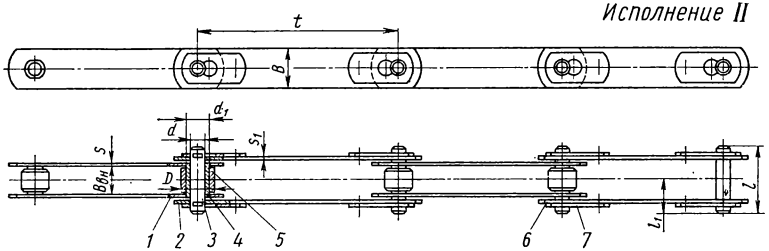
21. Цепи типа ВР — втулочно-роликовые

Размеры в *мм*

Исполнение I



Исполнение II



1 — пластина внутренняя; *2* — пластина наружная; *3* — валик; *4* — втулка; *5* — ролик; *6* — пластина соединительная; *7* — ригель

Предпочтительное исполнение	t		$B_{вн}$	B				d_1	D	l	l_1	Разрушающая нагрузка в *кГ*, не менее	Масса 1 *м* с нормальными пластинами в *кг*, не более	Предпочтительный тип специальной пластины
	номинальный	отклонение												
I	100	+0,30 −0,12	32	36	5	4	14	21	30	64*	35	12 500	5,8	I
	100		38						34	70*	38		6,5	
	125	+0,30 −0,15	44	50	7	7	20	30	44	100*	54	20 000	16,1	
	160												13,8	
	200	+0,35 −0,15											12,3	II и III
	250	+0,35 −0,18											10,9	

Продолжение табл. 21

Предпочтительное исполнение	t		$B_{вн}$	B			d	d_1	D	l	l_1	Разрушающая нагрузка в $кГ$, не менее	Масса 1 $м$ с нормальными пластинами в $кг$, не более	Предпочтительный тип специальной пластины
	номинальный													
I	160	$^{+0.30}_{-0.15}$	52	60	8	8	24	35	52	116*	62	30 000	20,5	I
	200	$^{+0.35}_{-0,15}$											18,3	II и III
	250	$^{+0,35}_{-0.18}$											16,3	
	320	$^{+0.40}_{-0.22}$											14,4	III
II	250	$^{+0.35}_{-0,18}$	60	75	10	8	30	42	62	144	72	50 000	24,0	II и III
	320	$^{+0.40}_{-0.22}$											20.9	III
	400	$^{+0.40}_{-0,24}$											19,2	
	250	$^{+0.35}_{-0.18}$	70	90	12	10	36	50	75	170	85	70 000	38,7	II и III
	320	$^{+0.40}_{-0.22}$											33,6	III
	400	$^{+0.40}_{-0.24}$											29.8	
	400 500	$^{+0.40}_{-0,30}$	82	110	14	12	44	60	90	200	100	100 000	47.1 42,0	

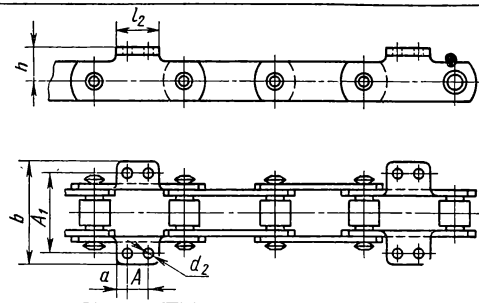
* При изготовлении в исполнении II размер $l = 2l_1$.

ГОСТ 588—64 предусматривает цепи других типов.

Предпочтительные типы и основные размеры специальных пластин для крепления к цепям рабочих органов должны соответствовать указанным в табл. 22—24.

22. Пластина типа I

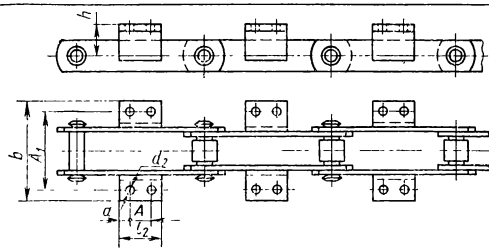
Размеры в *мм*



Условное обозначение цепи со специальными пластинами типа I		b	A_1	l_2	A	a	h	d_2
Тяговая В100-12,5-I	Тяговая ВР100-12,5-32-I	126	100	60	30	15,0	27,5	9
—	Тяговая ВР100-12,5-38-I	122	96	75	50	12,5	30,0	9
Тяговая В125-20-I	Тяговая ВР125-20-I	146	114	64	32	16,0	37,0	11
Тяговая В160-20-I	Тяговая ВР160-20-I							
Тяговая В160-30-I	Тяговая ВР160-30-I	172	132	80	40	20,0	45,0	13

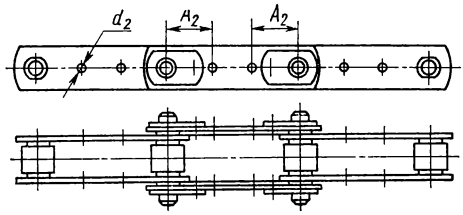
23. Пластина типа II

Размеры в *мм*



Условное обозначение цепи со специальными пластинами типа II		b	A_1	l_2	A	a	h	d_2
Тяговая В200-20-II	Тяговая ВР200-20-II	154	120	64	32	16	42	11
Тяговая В250-20-II	Тяговая ВР250-20-II							
Тяговая В200-30-II	Тяговая ВР200-30-II	176	132	80	40	20	45	13
Тяговая В250-30-II	Тяговая ВР250-30-II							
—	Тяговая ВР250-50-II	198	160	86	40	23	50	17
	Тяговая ВР250-70-II	217	180				60	21

24. Пластина типа III



Условное обозначение цепи со специальными пластинами	A_2	d_2
Тяговые В и ВР 200-20-III В и ВР 250-20-III	70	11
Тяговые В и ВР 200-30-III В и ВР 250-30-III В и ВР 320-30-III		13
Тяговые ВР 250-50-III В и ВР 320-50-III	100	17
Тяговые ВР 250-70-III В и ВР 320-70-III В и ВР 400-70-III		21
Тяговая В и ВР 400-100-III	140	21

Примеры обозначения:

цепь типа В исполнения I с шагом 100 *мм*, разрушающей нагрузкой 12,5 тыс. *кГ* без специальных пластин:

Цепь тяговая BI 100-12,5 ГОСТ 588—64;

цепь типа ВР исполнения II с шагом 250 *мм*, разрушающей нагрузкой 50 тыс. *кГ* со специальными пластинами типа II:

Цепь тяговая BPII 250-50-II ГОСТ 588—64

В обозначение цепи типа ВР с шагом 100 *мм* после разрушающей нагрузки должно входить расстояние между внутренними пластинами, например:

Цепь тяговая BPI 100-12,5-38 ГОСТ 588—64

Технические требования. Материал и твердость деталей цепи должны соответствовать данным табл. 25.

В собранном виде цепь должна иметь подвижность в шарнирных соединениях. Ролики и катки должны проворачиваться от руки.

Не допускается проворот валиков и втулок в проушинах пластин.

Предельные отклонения на длину цепи в 10 звеньев с шагом не более 500 *мм* не должны превышать 0,3% , а на длину цепи в 5 звеньев с шагом более 500 *мм* — 0,2% измеряемой длины.

Подвижность шарнирных соединений и проворачивание роликов и катков проверяют у всех цепей поворотом от руки звеньев, роликов и катков цепи, лежащей на горизонтальной поверхности. Шаг измеряют у несмазанной цепи при нагрузке измерения, составляющей 0,01 от разрушающей; при этом цепь должна лежать ребрами на горизонтальной поверхности.

Отклонение среднего шага цепи от номинального не должно превышать значений, указанных выше.

Надежность и плотность соединения валиков и втулок, запрессованных в пластины, проверяют не менее чем на трех соединениях от партии цепей.

Величины крутящих моментов при испытании на проворачивание валиков и втулок должны быть не менее указанных в табл. 26.

25. Материал и твердость деталей

Деталь	Материал		*HRC*
Пластина	Сталь	40, 45, 50	27—35
Валик		20Г, 20Х	55—62
		40Х	50—58
		40, 45, 50	40—50
Втулка		15, 20	55—62
Ролик		15, 20	50—58
		40, 45, 50	40—50
Каток		40Л	30—40
	Чугун	СЧ 18-36	35—40

Твердость пластин регламентируется только на длине $(1{,}2 \div 1{,}5)\ B$ от их концов, где B — ширина пластины.

При обеспечении разрушающих нагрузок, указанных в таблицах, допускается твердость пластин *HRC* 24—35.

26. Величины крутящих моментов, при испытании на проворачивание валиков и втулок

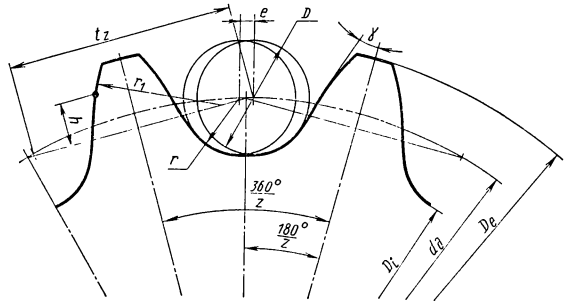
Разрушающая нагрузка в *кГ*	Крутящий момент в *кГ · м*		Разрушающая нагрузка в *кГ*	Крутящий момент в *кГ · м*	
	валика	втулки		валика	втулки
12 500	4,3	6,5	50 000	25,0	25,0
20 000	10,0	10,0	70 000	40,0	40,0
30 000	15,0	15,0	100 000	75,0	75,0

Звездочки для тяговых пластинчатых цепей (по ГОСТу 592—68)

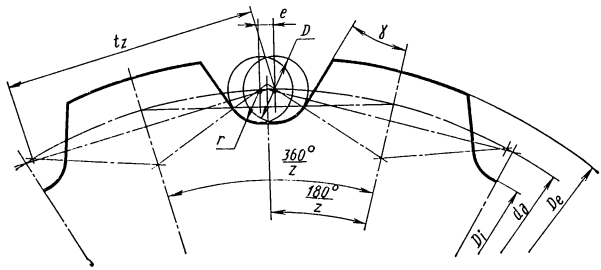
27. Расчет и построение профиля однорядной звездочки [1]

Размеры в *мм*

Профиль зубьев для цепей с геометрической характеристикой $\lambda \leqslant 2{,}2$



Профиль зубьев для цепей с геометрической характеристикой $\lambda > 2{,}2$



Параметры	Расчетные формулы
Шаг цепи t	Выбирается по ГОСТу 588—64
Диаметр втулки (втулочные цепи) или ролика D	
Геометрическая характеристика зацепления λ	$\lambda = \frac{t}{D}$
Шаг зубьев звездочки t_z	$t_z \leqslant t$
Число зубьев звездочки z	$z \geqslant 6$
Диаметр делительной окружности d_∂	$d_\partial = td_0$, где $d_0 = \operatorname{cosec} \frac{180°}{z}$; значения d_0 даны в табл. 32

Продолжение табл. 27

Параметры	Расчетные формулы
Диаметр окружности выступов D_e	$D_e = t\,(K + K_z)$
Коэффициент высоты зуба K	При $\lambda \leqslant 2{,}2$ $K = \frac{1}{3} - \frac{1}{\lambda}$; При $\lambda > 2{,}2$ значения K даны в табл. 28
Коэффициент числа зубьев K_z	$K_z = \operatorname{ctg} \frac{180°}{z}$; значения K_z даны в табл. 32
Диаметр окружности впадин D_i	$D_i = d_\partial - D$
Наибольшая хорда (для контроля звездочек с нечетным числом зубьев) L_x	$L_x = D_i \cos \frac{90°}{z}$
Величина смещения центров дуг впадин e	$e = 0.005tz$, допускается для натяжных звездочек $e = 0.01tz$
Радиус впадин зубьев r	$r \leqslant 0{,}5D$
Половина угла заострения зуба в градусах γ	$\gamma = 18°$
Радиус закругления головки зуба r_1	$r_1 = \frac{h}{\sin \gamma}$
Высота прямолинейной поверхности зуба от линии шага h	$h = 0{,}2t\,(\lambda - 1)$

[1] ГОСТ 592—68 предусматривает также многоходовые звездочки.

28. Значения коэффициента высоты зуба K для одноходовых звездочек при $\lambda > 2{,}2$

Число зубьев звездочки z		
6—11	12—19	20 и более
$K = (d_0 - K_z) + \frac{1{,}1}{\lambda}$	$K = \frac{1{,}16}{\lambda}$	$K = \frac{0.06z}{\lambda}$

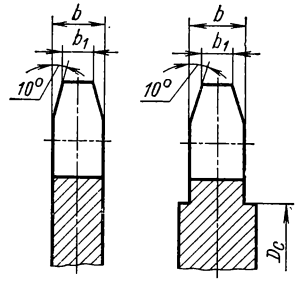
1. Для пластинчатых цепей, имеющих присоединительные устройства с полками, установленными поперек цепи, значение коэффициента высоты зуба следует принимать $K = \frac{B}{t}$, где B — ширина пластины.

2. Рекомендуется применять $K_{max} = 1 - \frac{1}{\lambda}$ при повышенных требованиях к состойкости зубьев и при работе в условиях высоких температур ($T \geqslant 300°$).

29. Построение венца звездочки в поперечном сечении и расчетные формулы

Размеры в *мм*

Исполнение 1 *Исполнение 2*



Параметры		Расчетные формулы
Шаг цепи t		Выбирается по ГОСТу 588—68
Расстояние между внутренними пластинами $B_{вн}$		
Ширина пластины B		
Диаметр делительной окружности $d_д$		Табл. 27
Ширина основания зуба b для цепей типов В и ВР по ГОСТу 588—64		$b = 0{,}9B_{вн}$
Ширина вершины зуба b_1 для цепей типов по ГОСТу 588—64	В	$b_1 = 0{,}83b$
	ВР	$b_1 = 0{,}75b$
Диаметр венца D_c		$D_c = d_д - 1{,}25B$

Диаметры делительной окружности вычисляют с точностью до 0,01 *мм*, остальные линейные размеры — до 0,1 *мм*, а угловые — до 1′.

Установлено две степени точности 1 и 2.

30. Отклонения основных размеров звездочек

Размеры в *мм*

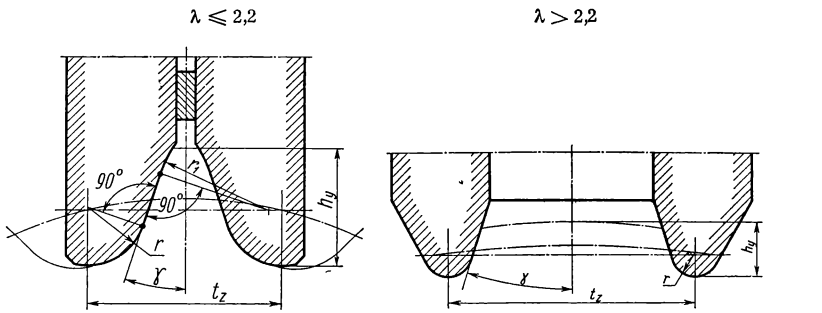
Наименование размеров и параметров	Отклонения для степеней точности	
	1	2
Разность шагов t_z (одной звездочки)	$0{,}01\sqrt{t\frac{z_n}{n}}$	$0{,}025\sqrt{t\frac{z_n}{n}}$
Диаметр окружности впадин D_i	$-0{,}032\sqrt{t\frac{z_n}{n}}$	$-0{,}08\sqrt{t\frac{z_n}{n}}$
Радиальное биение окружности впадин и осевое биение зубчатого венца	$0{,}024\sqrt{t\frac{z_n}{n}} \leqslant 2$ *мм*	$0{,}06\sqrt{t\frac{z_n}{n}} \leqslant 5$ *мм*

В технических требованиях чертежа указывают предельно допустимое увеличение шага цепи по зацеплению в процентах, в пределах которого обеспечивается взаимодействие одноходовой звездочки с цепью:

$$\Delta t_z = \frac{200\ K}{z} \geqslant \frac{12}{\lambda}\ \%.$$

31. Расчет и построение профиля инструмента для одноходовых звездочек

Размеры в *мм*



Парамстры	Расчетные формулы
Расстояние между центрами скругления спаренной фрезы t_z	$t_z = d_\partial \sin\left(\frac{180°}{z} - \arcsin\frac{e}{d_\partial}\right)$
Высота зуба — глубина врезания h_y	$h_y = 0{,}5\left(D_e - D_i \cos\frac{180°}{z}\right)$

32. Значения d_0 и коэффициента K_z числа зубьев для одноходовых звездочек

Размеры в *мм*

	d_0	K_z		d_0	K_z		d_0	K_z	z	d_0	K_z
6	2,0000	1.73	20	6,3925	6,31	34	10.8379	10,79	48	15,2898	15,26
7	2,3048	2,08	21	6,7095	6.63	35	11,1560	11,11	49	15,6085	15,58
8	2,6131	2,41	22	7,0266	6,96	36	11,4737	11.43	50	15,9260	15,89
9	2,9238	2,75	23	7,3439	7,28	37	11,7913	11,75	51	16,2439	16,21
10	3,2361	3,08	24	7.6613	7,60	38	12,1093	12,07	52	16,5616	16,53
11	3,6495	3,41	25	7,9787	7,92	39	12,4278	12,39	53	16,8809	16,85
12	3,8637	3,73	26	8,2963	8,24	40	12,7455	12,71	54	17,1984	17,17
13	4,1786	4,06	27	8,6138	8,56	41	13,0639	13,03	55	17,5163	17,49
14	4,4939	4,38	28	8,9319	8,88	42	13,3820	13,34	56	17,8354	17,81
15	4,8097	4,70	29	9,2490	9,19	43	13,6993	13,66	57	18,1535	18,13
16	5.1258	5.03	30	9,5668	9,51	44	14,0178	13,98	58	18.4717	18,44
17	5,4423	5,35	31	9,8846	9,83	45	14,3356	14,30	59	18,7893	18,76
18	5,7588	5.67	32	10.2023	10,15	46	14,6536	14,62	60	19,1073	19,08
19	6,0756	5,99	33	10,5203	10.47	47	14,9720	14,94	61	—	19,40

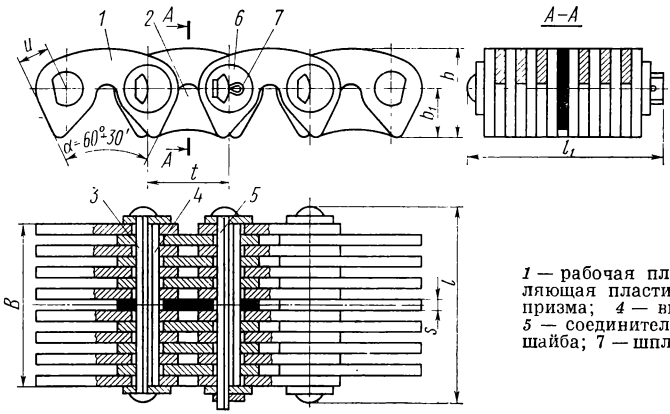
Приводные зубчатые цепи

(по ГОСТу 13552—68)

Зубчатые цепи (табл. 33) работают более плавно, чем приводные цепи других типов; конструктивно они сложнее роликовых цепей. Применяют их в основном в быстроходных приводах машин, например в приводах металлорежущих станков.

33. Основные параметры и размеры зубчатых цепей

Размеры в *мм*



1 — рабочая пластина; *2* — направляющая пластина; *3* — удлиненная призма; *4* — внутренняя призма; *5* — соединительная призма; *6* — шайба; 7 — шплинт

t	B	b	b_1		u	l	l_1	Разрушающая нагрузка в *кГ*, не менее	Масса 1 *м* цепи в *кг*
12,7	22,5 28,5 34,5 40.5 46,5 52,5	13,4	7,0	1,5	4,76	28.5 34,5 40.5 46,5 52,5 58,5	30 36 42 48 54 60	2 400 2 900 3 400 4 000 4 700 5 300	1,3 1,6 2.0 2,3 2,7 3,0
15,875	30 38 46 54 62 70	16,7	8,7	2	5,95	36 44 52 60 68 76	39 47 55 63 71 79	3 900 4 800 5 700 6 700 7 800 8 900	2,2 2,7 3,3 3,9 4.4 5,0
19,05	45 57 69 81 93	20,1	10,5	3	7,14	52,5 64,5 76,5 88.5 100,5	56 68 80 92 104	7 200 8 700 10 300 12 200 14 100	3,9 4,9 5.9 7.0 8,0
25,4	57 69 81 93 105	26,7	14	3	9,52	65 77 89 101 113	68 80 92 104 116	11 600 13 800 16 300 18 900 21 600	6,5 7.9 9,3 10.6 12
31,75	69 81 93 105 117	33,4	17,5	3	11,91	78 90 102 114 126	82 94 106 118 130	17 100 20 200 23 500 26 800 30 300	10,0 11.6 13,3 15.0 16,7

Пример обозначения приводной зубчатой цепи с шагом 19,05 *мм* и разрушающей нагрузкой 10 300 *кГ*:

Цепь приводная 3 19-10,3 ГОСТ 13552—68

Технические требования. Детали цепи изготовляют из стали, марки которой указаны в табл. 34.

34. Марки стали для деталей цепи

Деталь	Марка стали	Твердость *HRC*
Пластина	50	38—45
Призма	15; 20	52—60
Шайба	50	30—38

Глубина диффузионного слоя призм после цементации (нитроцементации):

Шаг цепи	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75
Глубина диффузионного слоя	0.2—0.4	0.25—0,45	0.3—0.5	0,4—0,6	0,5—0,7

Отклонение Δu расстояния от центра шарнира до рабочей грани пластины зависит от шага цепи:

Шаг цепи t	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75
Δu	−0,048		−0,058		−0,07

Несовпадение рабочих граней пластин собранной цепи допускается не более 0,15 *мм*. Цепь не должна иметь заеданий в шарнирных соединениях. Смежные звенья должны свободно проворачиваться от руки.

Предельные отклонения на длину отрезка в 50 звеньев установлены не более +0,25% номинального значения.

Цепи поставляют отдельными отрезками с четным числом звеньев. Применять цепи с нечетным числом звеньев не рекомендуется, так как для соединения концов их требуются изогнутые переходные пластины.

Длина отрезка и количество внутренних и соединительных призм, шайб и шплинтов устанавливается по согласованию с потребителем. Не оговоренные в заказе цепи поставляют отрезками длиной 1—1,6 *м*.

Предприятие-изготовитель гарантирует работу цепей в течение 3000 *ч*, но не более одного года со дня отгрузки потребителю.

Для обеспечения оптимальных условий работы привода с зубчатой цепью целесообразно при большом числе оборотов в минуту принимать число зубьев меньшей звездочки $z_м$ в зависимости от передаточного числа i:

i от 1 до 2	$z_м$ равно 35—32	i от 4 до 6	$z_м$ равно 25—20
i св. 2 4	$z_м$ 30—28	i св. 6	$z_м$ 18—16

Наибольшая частота вращения $[n]_{max}$ малой звездочки приведена в табл. 35.

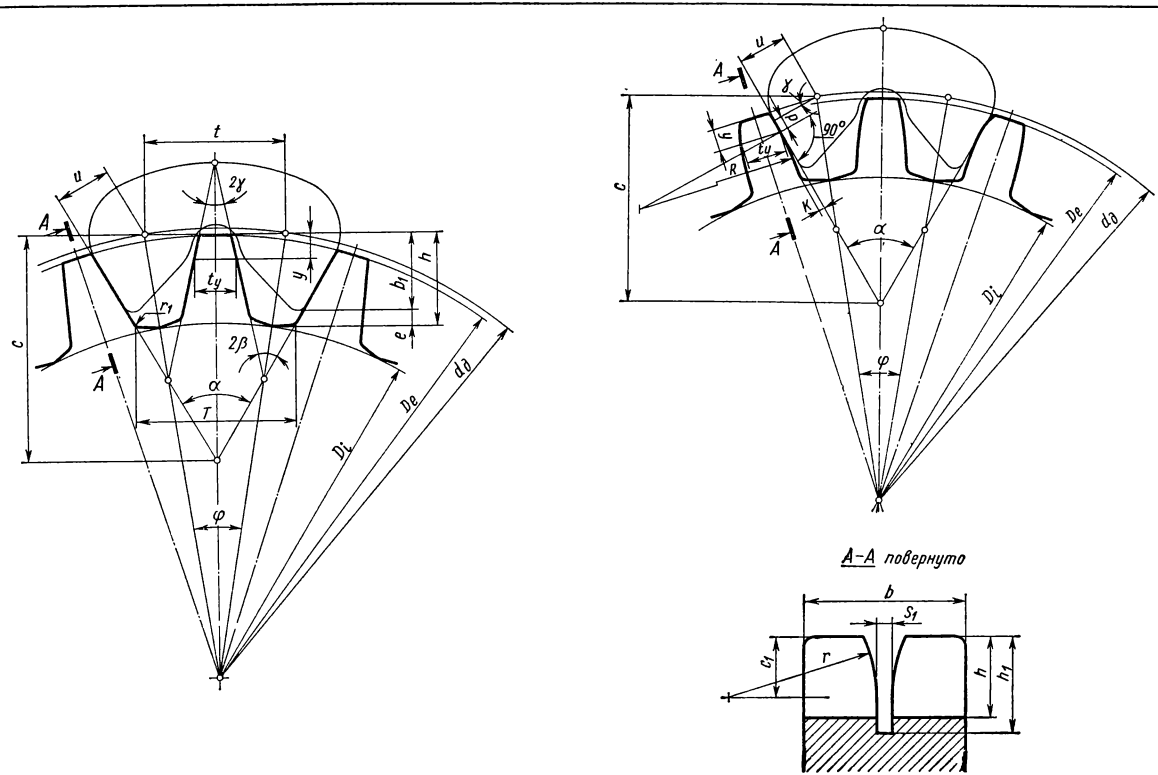
35. Наибольшая частота вращения малой звездочки

Число зубьев малой звездочки	Значения $[n]_{max}$ в *об/мин* при шаге цепи в *мм*				
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75
17—35	3300	2650	2200	1650	1300

Условия проведения стендовых испытаний работоспособности зубчатых цепей даны в ГОСТе 13552—68.

Звездочки для приводных зубчатых цепей
(по ГОСТу 13576—68)

36. Расчет и построение профиля зубьев



Параметры	Расчетные формулы
Исходные данные для построения	
Шаг цепи t	Размеры по ГОСТу 13552—68
Расстояние от центра шарнира до рабочей грани звена u	
Расстояние от оси пластины до вершины зуба звена b_1	
Ширина цепи B	
Толщина пластины s	
Угол наклона рабочих граней α	$\alpha = 60°$ const
Число зубьев звездочк	
Геометрический расчет построения профиля зуба	
Диаметр делительной окружности d_∂	$d_\partial = \frac{t}{\sin \frac{180°}{z}}$
Диаметр наружной окружности D_e	$D_e = \frac{t}{\operatorname{tg} \frac{180°}{z}}$
Диаметр окружности впадин D_i	$D_i = d_\partial - 2\frac{h}{\cos \frac{180°}{z}}$
Высота зуба h	$h = b_1 + e$
Радиальный зазор e	$e = 0{,}1t$
Расстояние между верхним краем рабочей грани звена и точкой, лежащей в плоскости измерения зуба (рисунок справа) l'	$P = 0{,}1t$
Радиус построения криволинейного профиля зуба (рисунок справа) R	$R = 2{,}4t$
Наибольший зазор между рабочей гранью пластин и зубом (рисунок справа) K	$K = 0{,}4t$
Угол поворота звена на звездочке φ	$\varphi = \frac{360°}{z}$
Угол впадины зуба β	$2\beta = \alpha - \varphi$
Угол заострения зуба γ	$\gamma = 30° - \frac{360°}{z}$
Ширина зуба b	$b = B + 2s$
Расстояние от вершины зуба до линии центров c_1	$c_1 \approx 0{,}4t$
Радиус закругления торца и направляющей проточки r	$r \approx t$
Глубина проточки h_1	$h_1 \approx 0{,}75t$
Ширина проточки s_1	$s_1 = 2s$
Контрольные размеры	
Толщина зуба на высоте y l_y	$l_y = t - 2(u\cos\gamma - P\sin\gamma)$
Измерительная высота y	$y = u\sin\gamma + P\cos\gamma$
Расстояние между кромками рабочих граней зубьев при $\alpha = 60°$ T	$T = t + \frac{2u - h}{0{,}866}$

37. Расчетные величины основных параметров звездочек

Параметр	Расчетные величины				
Шаг цепи t	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75
Расстояние от центра шарнира до рабочей грани звена u	4,76	5,95	7,14	9,52	11,91
Высота зуба h	8,3	10,3	12,4	16,5	20,7
Радиальный зазор e	1,3	1,6	1,9	2,5	3,2
Расстояние между верхним краем рабочей грани звена и точкой, лежащей в плоскости измерения зуба P	1,27	1,587	1,905	2,54	3,175
Расстояние между кромками рабочих граней T при $\alpha = 60°$	14,11	17,73	21,22	28,33	35,35
Расстояние от точки пересечения рабочих граней до наружной окружности C	20,52	23,92	30,76	41,03	51,34
Радиус закругления впадины зуба r_1	1,5	2	2	2,5	3,5

38. Величины d_∂ и D_e в зависимости от z

Размеры в *мм*

Параметры звездочки при $t = 10$								
z	d_∂	D_e	z	d_∂	D_e	z	d_∂	D_e
17	54,42	53,49	33	105,20	104,72	49	156,23	155,76
18	57,59	56,71	34	108,38	107,92	50	159,26	158,94
19	60,76	59,93	35	111,56	111,11	51	162,44	162,13
20	63,93	63,14	36	114,74	114,30	52	165,62	165,32
21	67,10	66,35	37	117,92	117,49	53	168,80	168,51
22	70,27	69,56	38	121,10	120,70	54	171,98	171,70
23	73,44	72,76	39	124,28	123,87	55	175,17	174,83
24	76,61	75,96	40	127,46	127,06	56	178,35	178,07
25	79,79	79,16	41	130,63	130,24	57	181,53	181,26
26	82,96	82,36	42	133,82	133,46	58	184,71	184,45
27	86,14	85,55	43	137,00	136,61	59	187,89	187,63
28	89,31	88,75	44	140,18	139,82	60	191,07	190,81
29	92,42	91,95	45	143,36	143,00	61	194,25	194,00
30	95,67	95,14	46	146,54	146,20	62	197,44	197,20
31	98,85	98,34	47	149,42	149,37	63	200,62	200,37
32	102,02	101,54	48	152,90	152,57	64	203,80	203,55

Для определения диаметров окружностей звездочки другого шага табличные значения умножаются на отношение этого шага к 10.

Пример: при $t = 15{,}875$ *мм* и $z = 25$ $d_\partial = 79{,}79 \dfrac{15{,}875}{10} = 126{,}63$ *мм*.

ГОСТ 13576—68 предусматривает также d_∂ и D_e для $z = 65 \div 96$.

39. Величины φ, γ и β в зависимости от z

	φ	γ	β		φ	γ	β		φ	γ	β
17	21°10′	8°50′	19°25′	33	10°54′	19°06′	24°33′	49	7°21′	22°39′	26°20′
18	20 00	10 00	20 00	34	10 35	19 25	24 42	50	7 12	22 48	26 24
19	18 57	11 03	20 32	35	10 17	19 43	24 52	51	7 03	22 57	26 28
20	18 00	12 00	21 00	36	10 00	20 00	25 00	52	6 55	23 05	26 32
21	17 08	12 52	21 26	37	9 44	20 16	25 08	53	6 48	23 12	26 36
22	16 22	13 38	21 49	38	9 28	20 32	25 16	54	6 40	23 20	26 40
23	15 39	14 21	22 10	39	9 14	20 46	25 23	55	6 33	23 27	26 44
24	15 00	15 00	22 30	40	9 00	21 00	25 30	56	6 26	23 34	26 47
25	14 24	15 36	22 48	41	8 47	21 13	25 36	57	6 19	23 41	26 50
26	13 51	16 09	23 05	42	8 34	21 26	25 43	58	6 12	23 48	26 54
27	13 20	16 40	23 20	43	8 22	21 38	25 49	59	6 06	23 54	26 57
28	12 51	17 09	23 34	44	8 11	21 49	25 55	60	6 00	24 00	27 00
29	12 25	17 35	23 43	45	8 00	22 00	26 00	61	5 54	24 06	27 03
30	12 00	18 00	24 00	46	7 50	22 10	26 05	62	5 48	24 12	27 06
31	11 37	18 23	24 12	47	7 40	22 20	26 10	63	5 43	24 17	27 08
32	11 15	18 45	24 22	48	7 30	22 30	26 15	64	5 37	24 23	27 11

40. Размеры y и t_y в *мм* в зависимости от z и шага цепи

Число зубьев z	Шаг цепи									
	12,7		15,875		19,05		25,4		31,75	
	y	t_y	y	t_y	y	t_y	y	t_y	y	t_y
17	1,99	3,68	2,48	4,59	2,98	5,52	3,97	7,36	4,96	9,18
18	2,08	3,76	2,60	4,70	3,12	5,64	4,15	7,53	5,19	9,39
19	2,16	3,84	2,70	4,79	3,24	5,76	4,32	7,68	5,40	9,58
20	2,23	3,91	2,79	4,89	3,35	5,87	4,46	7,83	5,58	9,77
21	2,30	3,98	2,87	4,97	3,45	5,97	4,59	7,96	5,74	9,93
22	2,36	4,04	2,94	5,05	3,53	6,07	4,71	8,09	5,89	10,09
23	2,41	4,11	3,02	5,13	3,61	6,17	4,82	8,22	6,03	10,26
24	2,46	4,16	3,07	5,19	3,69	6,24	4,92	8,32	6,15	10,38
25	2,50	4,21	3,13	5,26	3,75	6,32	5,01	8,42	6,26	10,51
26	2,54	4,26	3,18	5,32	3,82	6,39	5,09	8,52	6,36	10,63
27	2,58	4,30	3,23	5,38	3,87	6,46	5,16	8,61	6,45	10,75
28	2,62	4,35	3,27	5,43	3,92	6,52	5,23	8,70	6,54	10,85
29	2,65	4,39	3,31	5,48	3,97	6,58	5,30	8,73	6,62	10,96
30	2,68	4,43	3,35	5,53	4,02	6,64	5,36	8,86	6,70	11,05
31	2,71	4,46	3,38	5,57	4,06	6,70	5,41	8,93	6,76	11,15
32	2,73	4,50	3,42	5,62	4,10	6,75	5,47	9,00	6,83	11,23
33	2,76	4,53	3,45	5,66	4,14	6,80	5,51	9,06	6,90	11,31
34	2,78	4,56	3,47	5,70	4,17	6,84	5,56	9,13	6,95	11,39
35	2,80	4,59	3,50	5,73	4,20	6,89	5,60	9,19	7,01	11,46
36	2,82	4,62	3,53	5,77	4,23	6,93	5,64	9,24	7,06	11,53
37	2,84	4,65	3,55	5,80	4,26	6,97	5,68	9,29	7,10	11,60
38	2,86	4,67	3,57	5,83	4,29	7,01	5,72	9,35	7,15	11,66
39	2,88	4,70	3,59	5,86	4,31	7,04	5,75	9,39	7,19	11,72
40	2,89	4,72	3,61	5,89	4,34	7,08	5,78	9,44	7,23	11,78
41	2,91	4,74	3,63	5,92	4,36	7,11	5,81	9,48	7,27	11,84
42	2,92	4,76	3,65	5,95	4,38	7,14	5,84	9,53	7,30	11,85
43	2,93	4,78	3,67	5,97	4,40	7,17	5,87	9,56	7,34	11,93
44	2,95	4,80	3,69	6,00	4,42	7,20	5,90	9,61	7,38	11,99
45	2,96	4,82	3,70	6,02	4,44	7,23	5,92	9,65	7,40	12,04
46	2,97	4,84	3,71	6,04	4,46	7,26	5,95	9,68	7,43	12,08
47	2,98	4,86	3,73	6,07	4,47	7,28	5,97	9,71	7,46	12,13
48	2,99	4,87	3,74	6,09	4,49	7,31	5,99	9,75	7,49	12,17
49	3,00	4,89	3,76	6,11	4,51	7,33	6,01	9,78	7,52	12,21
50	3,02	4,91	3,77	6,13	4,53	7,36	6,03	9,80	7,55	12,25
51	3,03	4,92	3,78	6,15	4,54	7,38	6,05	9,84	7,57	12,29
52	3,04	4,93	3,79	6,17	4,55	7,40	6,07	9,88	7,59	12,33
53	3,04	4,95	3,80	6,18	4,57	7,43	6,09	9,90	7,61	12,36
54	3,05	4,96	3,82	6,21	4,58	7,45	6,11	9,93	7,64	12,39
55	3,06	4,97	3,83	6,22	4,59	7,46	6,12	9,95	7,66	12,42
56	3,07	4,99	3,84	6,23	4,60	7,48	6,14	9,98	7,68	12,46
57	3,08	5,00	3,85	6,24	4,61	7,50	6,16	10,00	7,69	12,49
58	3,09	5,01	3,85	6,25	4,62	7,52	6,17	10,03	7,71	12,52
59	3,09	5,02	3,86	6,26	4,63	7,54	6,18	10,05	7,73	12,54
60	3,10	5,03	3,87	6,28	4,64	7,55	6,19	10,07	7,74	12,57
61	3,10	5,04	3,88	6,30	4,65	7,57	6,20	10,09	7,76	12,60
62	3,11	5,06	3,89	6,31	4,66	7,58	6,21	10,11	7,78	12,62
63	3,12	5,07	3,90	6,33	4,67	7,60	6,23	10,13	7,79	12,65
64	3,12	5,08	3,90	6,34	4,69	7,62	6,24	10,16	7,81	12,68

41. Допуски на размеры зуба звездочки [1]

Параметры	Предельные отклонения в *мкм* при диаметре звездочки				
	до 120	от 120 до 260	от 260 до 500	от 500 до 800	от 800 до 1200
Предельные отклонения 1-го класса точности					
Разность шагов Δt (одной звездочки) при шаге в *мм*:					
до 20	25	32	40	50	60
от 20 до 35	32	40	50	60	80
Диаметр наружной окружности D_e	B — по ГОСТу 2689—54				
Диаметр окружности впадин D_i	B_4 — по ГОСТу 2689—54				
Ширина зуба b	B_4 — по ОСТу 1024				
Толщина зуба t_y	B — по ГОСТу 2689—54				
Радиальное биение окружности впадин	VIII степень точности по ГОСТу 10356—63				
Торцовое биение зубчатого венца	IX степень точности по ГОСТу 10356—63				
Предельные отклонения 2-го класса точности					
Разность шагов Δt (одной звездочки) при шаге в *мм*:					
до 20	60	80	100	120	160
от 20 до 35	80	100	120	160	200
Диаметр наружной окружности D_e	B_{2a} — по ГОСТу 2689—54				
Диаметр окружности впадин D_i	B_{4a} — по ГОСТу 2689—54				
Ширина зуба b	B_5 по ОСТу 1025				
Толщина зуба t_y	B_{2a} — по ГОСТу 2689— 54				
Радиальное биение окружности впадин	X степень точности по ГОСТу 10356—63				
Торцовое биение зубчатого венца	XI степень точности по ГОСТу 10356—63				

Отклонения для обоих классов точности

Расстояние P между верхним краем рабочей грани звена и точкой, лежащей в плоскости изменения зуба (рис. табл. 36) вычисляется с точностью до 0,001 *мм*, зазор e и высота зуба h — до 0,1 *мм*, остальные линейные размеры поперечного профиля зубьев — до 0,01 *мм*, а угловые — до 1′.

[1] Установлено два класса точности.

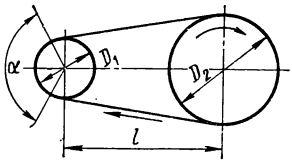
РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Плоскоременная передача

Типы передач и выбор ремня

42. Типы передач

Открытая передача



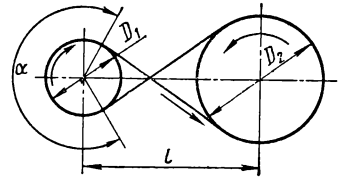
$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{1}{5} \div 5$$

Допускается

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{1}{7} \div 7$$

Нижняя ветвь — ведущая

Перекрестная передача

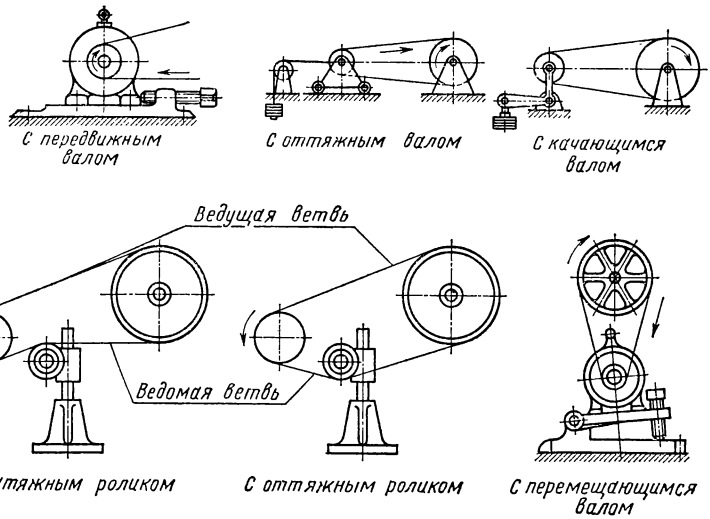


$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{1}{6} \div 6$$

Допускается

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{1}{8} \div 8$$

Натяжение приводных ремней



При конструировании натяжных устройств следует учитывать, что вытяжка ремней в процессе работы может доходить до 5% их первоначальной длины.

43. Выбор приводных ремней

Определяющий параметр	Ремни	
	хлопчатобумажные ткани	прорезиненные
Основные характеристики		
Удельная тяговая способность	Средняя	Высокая
Стабильность начального натяжения	Неудовлетворительная	Хорошая
Условия работы		
Резкие колебания рабочей нагрузки (удары)	Допустимы	Не рекомендуются
Кратковременные перегрузки	30—40%	20—30%
Перекрестные передачи, отводки, шкивы ступенчатые или с закраинами (ребордами)	Непригодны	Пригодны (без обкладок)
Повышенная температура	Устойчивая до 50° С	Колебания до 60° С (без обкладок)
Повышенная влажность	Непригодны	С двусторонней обкладкой
Водяной пар		Пригодны (с обкладками)
Пыль	Не рекомендуются	Пригодны (без обкладок)

Передачи с хлопчатобумажными цельнотканными ремнями

Приводные хлопчатобумажные цельнотканые пропитанные ремни

(по ГОСТу 6982—54)

Ремни применяют для передачи небольших и средних мощностей при скоростях до 25 *м/сек*.

44. Размеры ремней

Типы ремней	Толщина в *мм* ±0,5	Ширина ремня в *мм*													
		30	40	50	60	75	90	100	115	125	150	175	200	225	250
		Разрывная нагрузка по всей ширине ремня [1] в *кГ*, не менее													
4-слойные	4,5	546	729	911	1093	1365	—	1822	—	—	—	—	—	—	—
6-слойные	6,5	680	910	1140	1365	1710	2050	2275	2620	2840	3410	3980	—	—	—
8-слойные	8,5	—	—	1490	—	2230	2680	2975	3420	3720	4460	5210	5950	6690	7440

[1] Разрывная нагрузка на 1 *см*² поперечного сечения ремня составляет не менее 405 *кГ* для 4-слойных и 350 *кГ* для 6- и 8-слойных ремней.

Расчет передачи

Расчетные данные. Для проектного расчета передачи должны быть известны:
назначение и режим работы передачи;
род двигателя на ведущем валу;

N — передаваемая мощность в *л. с.* или в *квт*;

n_1 и n_2 — число оборотов в минуту соответственно ведущего и ведомого шкивов;

l — приблизительное межосевое расстояние (рис. 2) в *м*;

D — диаметр одного из шкивов в *м*.

Диаметры шкивов. Если ни один из диаметров не известен, то можно задаться им в соответствии с минимально рекомендуемыми диаметрами (табл. 45) или исходя из ориентировочной скорости $v = 10 \div 20$ *м/сек* (иногда 5—25 *м/сек*).

Зная один из диаметров, другой находят из уравнения

$$D_2 = iD_1,$$

где $i = \frac{n_1}{n_2}$ — передаточное число.

Диаметр D_1 ведущего шкива, как правило, округляют до ближайшего большего, а ведомого D_2 — до ближайшего меньшего значения по ГОСТу 17383—72 (табл. 57).

Межосевое расстояние. Если межосевое расстояние l неизвестно, то можно определить минимальную его величину по эмпирическим формулам:

для обыкновенной открытой передачи

$$l_{\min} \geqslant 2(D_1 + D_2);$$

для передачи с натяжным роликом

$$l_{\min} = D_1 + D_2.$$

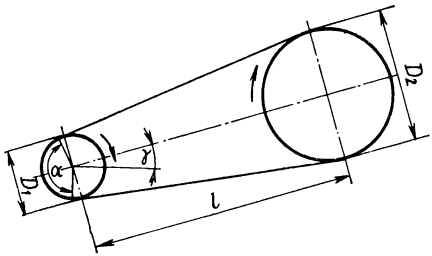


Рис. 2

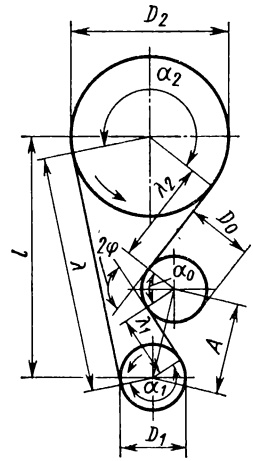


Рис. 3

Угол обхвата. Угол обхвата ремнем шкива (меньшего из двух) для открытой передачи рассчитывают по приближенной формуле

$$\alpha = 180° - \frac{D_{\max} - D_{\min}}{l} 60°.$$

Рекомендуется α не менее 150°, иначе придется увеличить межосевое расстояние l или применить натяжной ролик. Углы обхвата для передачи с роликом лучше всего определять графически по схеме передачи, вычерченной в масштабе (рис. 3).

Для перекрестной передачи

$$\alpha = 180 + \frac{D_1 + D_2}{l} 60°.$$

Натяжной ролик. Диаметр ролика $D_0 = D_{\min} \div 0{,}8D_{\min}$.

Помещать ролик (на ведомой ветви) желательно так, чтобы угол 2φ огибания его ремнем был не более 120°, а центр ролика располагался от центра малого шкива на расстоянии

$$A \geqslant D_0 + (0{,}5 \div 1)\, D_{\min}$$

Применение натяжного ролика возможно лишь при соответствующем соединении концов ремня. При натяжном ролике передаточное число

$$i = \frac{D_1}{D_2} = \frac{1}{10} \div 10.$$

Длина ремня. Определив l и диаметры шкивов, вычисляют длину ремня. Для открытой передачи

$$L = 2l + 1{,}57\,(D_{\max} + D_{\min}) + \frac{(D_{\max} - D_{\min})^2}{4l}.$$

Для передачи с натяжным роликом

$$L = \Sigma \frac{D}{2}\alpha + \Sigma\lambda;$$

по вычерченной в масштабе схеме передачи, зная D_1, D_2 и D_0, определяют углы α_1, α_2 и $\alpha_0 = \pi - 2\varphi$ (выражая их в радианах) и находят длины прямолинейных участков λ, λ_1 и λ_2 с учетом масштаба. Полученная L является геометрической длиной ремня, к которой надо прибавить отрезок ΔL, зависящий от способа соединения концов.

Число пробегов. Для обеспечения нормальной долговечности приводных ремней рекомендуется проверить число пробегов ремня в единицу времени (в секунду)

$$u = \frac{v}{L},$$

где L — длина ремня в $v = \frac{\pi D n}{60}$ — скорость ремня в *м/сек*.

Число пробегов должно быть: в открытой передаче $u \leqslant u_{\max} \leqslant 3$ (в крайнем случае $\leqslant 5$); в передаче с натяжным роликом $u \leqslant u_{\max} \leqslant 2$ (в крайнем случае $\leqslant 3$).

Если число пробегов превышает предельные значения (поставленные в скобки), то для снижения u необходимо соответственно увеличить межосевое расстояние l и длину ремня L, иначе ремень будет иметь пониженный срок службы.

Ширина ремня в *см*

$$b = \frac{P}{pc_0c_1c_2c_3},$$

где $P = \frac{75N}{v}$ *кГ* (N в *л. с.*) или $P = \frac{102N}{v}$ *кГ* (N в *квт*) — окружное усилие; здесь $v = \frac{\pi D n}{60}$ — окружная скорость в *м/сек*; p — допускаемое удельное окружное усилие на единицу ширины в *кГ/см* (табл. 45); c_0 — поправочный коэффициент, зависящий от рода и расположения передачи (табл. 46); c_1 — поправочный коэффициент на влияние угла обхвата (табл. 47); c_2 — поправочный коэффициент на влияние скорости (табл. 48); c_3 — поправочный коэффициент на влияние режима работы (табл. 49), или

$$P = \frac{2M_к}{D}\ кГ,$$

где $M_к$ — крутящий момент в *кГ·м*; D — диаметр шкива в *м*.

Ширину ремня b округляют до стандартного размера (см. табл. 44), как правило, в большую сторону.

Ширину шкивов B выбирают по ширине ремня b. Ширину натяжного ролика принимают равной ширине шкивов.

Допускаемая нагрузка. Передаваемые усилия на единицу ширины принимают для обыкновенных передач по табл. 45.

При поверочном расчете допускаемое окружное усилие

$$P = pbc_0c_1c_2c_3\ кГ,$$

а допускаемая мощность

$$N = \frac{Pv}{75}\ л.\ с. \quad \text{или} \quad N = \frac{Pv}{102}\ квт,$$

45. Допускаемые удельные окружные усилия p в $кГ/см$ функции толщины ремня δ и диаметра шкива D в $мм$ (меньшего из двух в передаче)

D	Ремни 4-слойные			Ремни 6-слойные			Ремни 8-слойные		
	$\delta = 4{,}0$	$\delta = 4{,}5$	$\delta = 5{,}0$	$\delta = 6{,}0$	$\delta = 6{,}5$	$\delta = 7{,}0$	$\delta = 8{,}0$	$\delta = 8{,}5$	$\delta = 9{,}0$
80	(5,4)								
90	(5,7)	(6,1)							
100	6,0	(6,4)	(6,7)						
112	6,3	6,7	(7,1)						
125	6,5	7,0	7,5	(8,2)					
140	6,7	7,3	7,8	(8,7)	(9,1)				
160	6,9	7,5	8,1	9,2	(9,7)	(10,1)			
180	7,1	7,7	8,4	9,6	10.1	(10,6)			
200	7,2	7,9	8,6	9,9	10.5	11,0	(12,0)		
225	7,3	8,1	8,8	10,2	10,8	11,4	(12,6)	(13,0)	
250	7,4	8,2	9,0	10,5	11,1	11,8	13,0	(13,5)	(14,0)
280	7,5	8,3	9,1	10,7	11,4	12,1	13,4	14,0	(14,6)
320	7,6	8,5	9,3	10,9	11,7	12,4	13,8	14,4	15,1
360		8,6	9,5	11,1	11,9	12,7	14,1	14,8	15,5
400			9,6	11,3	12,1	12,9	14,4	15,1	15,9
450				11,4	12,3	13,1	14,7	15,4	16,2
500				11,5	12,4	13,3	14,9	15,7	16,5
560					12,5	13,4	15,1	15,9	16,7
630						13,5	15,3	16,1	16,9
710							15,5	16,3	17,1
800							15,6	16,5	17,3
900								16,7	17,5
1000									17,7

Для самонатяжных передач, в частности для передачи с натяжным роликом, можно повысить табличные значения p на 0,5 $кГ/см$ для 4-слойных, на 0,7 $кГ/см$ для 6-слойных и на 0,9 $кГ/см$ для 8-слойных ремней.

Нормы нагрузки даны не только для номинальных толщин ремней, но и для предельных.

Значения p, поставленные в скобки, приведены лишь в справочных целях для поверочного расчета существующих передач.

При проектном расчете новых передач отчеркнутые в таблице двумя линиями значения допускаемых нагрузок соответствуют минимально допускаемым и минимально рекомендуемым диаметрам шкивов. Наименьший шкив является минимально допустимым и его можно применять лишь на второстепенных (тихоходных) передачах.

46. Коэффициент c_0

Вид передач	Коэффициент c_0 при угле $\gamma°$		
	0—60	60—80	80—90
Самонатяжные (с автоматическим натяжением ремня)	1,0		
Натяжные и простая открытая (с периодическим подтягиванием или перешивкой ремня)	1,0	0,9	0,8
Перекрестная	0,9	0,8	0,7

47. Коэффициент c_1

Угол обхвата $\alpha°$	150	160	170	180	190
Коэффициент c_1	0,91	0,94	0.97	1,00	1,03
Угол обхвата $\alpha°$	200	210	220	230	240
Коэффициент c_1	1,06	1,09	1,12	1,15	1,18

48. Скоростной коэффициент c_2

Скорость v в *м/сек*	1	5	10	15	20	25	(30)
Коэффициент c_2	1,04	1.03	1,00	0.95	0,88	0,79	0,68

Для самонатяжных передач скоростной коэффициент $c_2 = 1$ при любой скорости.

49. Коэффициент режима и длительности работы c_3

Класс машин	Наименование рабочих машин	Нагрузка		Род двигателя на ведущем валу					
		пусковая в % от нормальной	рабочая	постоянного тока, асинхронный с короткозамкнутым ротором			асинхронный с контактными кольцами. Трансмиссионные валы		
				1	2	3	1	2	3
I	Небольшие вентиляторы и воздуходувки. Насосы и компрессоры центробежные и ротационные. Токарные, сверлильные и шлифовальные станки. Ленточные транспортеры	До 120	Почти постоянная	1,0	0,9	0.8	0,9	0,8	0.7
II	Легкие трансмиссионные приводы. Станки фрезерные, зубофрезерные и револьверные. Поршневые насосы и компрессоры с относительно тяжелыми маховиками. Пластинчатые транспортеры	До 150	Незначительно колеблется	0,9	0,8	0,7	0,8	0,7	0.6
III	Реверсивные приводы. Станки строгальные, долбежные и зубодолбежные. Поршневые насосы и компрессоры с относительно легкими маховиками. Транспортеры винтовые и скребковые. Элеваторы. Винтовые и эксцентриковые прессы с относительно тяжелыми маховиками	До 200	Значительно колеблется	0,8	0,7	0.6	0,7	0.6	0.5
IV	Бегуны, глиномялки. Мельницы шаровые, вальцовые. Эксцентриковые и винтовые прессы с относительно легкими маховиками. Ножницы, молоты, дробилки	До 300	Весьма неравномерная или ударная	0,7	0,6	0.5	0,6	0,5	0.4

Обозначения: 1 — односменная; 2 — двухсменная; 3 — трехсменная (непрерывная) работа

Для передач с периодической нагрузкой или с редко используемой максимальной мощностью двигателя значение c_3 можно повысить на ~20%.

Если уточнен вопрос о перегрузке и расчет ведется не по номинальной (средней), а по максимальной мощности, то следует для всех классов рабочих машин принимать коэффициент c_3 по 1-му классу.

Передача с тканевыми прорезиненными ремнями

Плоские приводные тканевые прорезиненные ремни (по ГОСТу 101—54)

Ремни изготовляют трех типов (табл. 50):

типа А — нарезные, применяющиеся для малых шкивов и больших скоростей (свыше 20 до 30 *м/сек*);

тип Б — послойно-завернутые, применяющиеся для тяжелых работ с прерывной нагрузкой и средних скоростей (до 20 *м/сек*);

типа В — спирально-завернутые, применяющиеся для работ с небольшими нагрузками и при малой скорости (до 15 *м/сек*).

Ремни всех типов изготовляют конечными. Ремни типов А и Б могут быть изготовлены бесконечными: длина их, оговариваемая при заказе, должна составлять не менее 8 *м* при ширине ремней до 90 *мм* и не менее 20 *м* при ширине ремней от 100 до 250 *мм*.

50. Ширина и слойность

Ширина ремней в *мм*			Рекомендуемое число прокладок для ткани	
типа А	типа Б	типа В	бельтинг ОПБ-5, ОПБ-12 и уточная шнуровая	бельтинг Б-820
—	20; 25; 30; 40; 45	—	—	2
—	—	20; 25; 30; 40	—	3
20; 25; 30; 40; 45; 50; 60; 70; 75	—	50; 60; 70; 75	—	3—5
80; 85; 90; 100	—	80; 85; 90; 100	—	3—6
125; 150; 200; 250	150; 200; 250	125; 150; 200; 250	3 (только для типа А)	4—6
ГОСТ 101—54 предусматривает ширину ремней до 1100 *мм*.				

Расчет передачи

Расчетные данные, диаметры шкивов, межцентровое расстояние, угол обхвата, натяжной ролик, длину ремня и число пробегов см. на стр. 263—266.

Работоспособность ремня зависит от его рабочего натяжения $\sigma_0 = 16 \div 20$ *кГ/см*^{2};

$\sigma_0 = 16$ *кГ/см*^{2} следует вводить в расчет передач с $l = \text{const}$ при коротком межосевом расстоянии, либо при почти вертикальном расположении привода;

$\sigma_0 = 18$ *кГ/см*^{2} рекомендуется при расчете передач с $l = \text{const}$, но при достаточном межцентровом расстоянии и при угле наклона привода к горизонту не более 60°, и с $l = \text{var}$, но когда ремень подтягивается периодически;

$\sigma_0 = 20$ *кГ/см*^{2} можно вводить в расчет передач с автоматически регулируемым натяжением как при $l = \text{const}$ (натяжной ролик), так и при $l = \text{var}$ (самонатяжные приводы).

Приведенное напряжение в *кГ/см*^{2}

$$k_0 = a - 100\,\frac{\delta}{D},$$

где $a = 23$ при $\sigma_0 = 16$ *кГ/см*^{2}; $a = 25$ при $\sigma_0 = 18$ *кГ/см*^{2}; $a = 27$ при $\sigma_0 = 20$ *кГ/см*^{2}.

Формула приведенного напряжения относится к открытой передаче с углом обхвата $\alpha = 180°$ и скорости $v = 10$ *м/сек*, при спокойной и равномерной нагрузке передачи и нормальных условиях в помещении, где находится передача. Для иных режимов работы вводят поправочные коэффициенты, позволяющие найти полезное напряжение k:

$$k = k_0 c_0 c_1 c_2 c_3 \ кГ/см^2,$$

где c_0, c_1, c_2, c_3 — коэффициенты по табл. 46—49.

Допускаемое окружное усилие в *кГ*

$$P = Fk = Fk_0 c = b\delta\left(a - 100\frac{\delta}{D}\right)c_0 c_1 c_2 c_3 \ кГ,$$

где $F = b\delta$ — площадь поперечного сечения ремня в $см^2$; причем δ есть толщина ремня без резиновой прослойки (табл. 50 и 51).

Допускаемая мощность в *л. с.*

$$N = \frac{Pv}{75} \quad \text{или в } квт \quad N = \frac{Pv}{102}.$$

Формулы для определения P и N служат для поверочного расчета ременных передач. В проектном расчете рабочее окружное усилие $P = \frac{75N}{v}$ *кГ*, а необходимое сечение ремня

$$F = b\delta = \frac{P}{k} = \frac{P}{k_0 c} = \frac{75N}{v\left(a - 100\frac{\delta}{D}\right)c_0 c_1 c_2 c_3},$$

где N в *л. с.*

51. Толщина одной прокладки и прочностные показатели ремней

Применяемая ткань	Толщина одной прокладки в *мм*		Предел прочности при разрыве в *кГ* на 1 *см* ширины одной прокладки готового ремня, не менее	
	с резиновой прослойкой	без резиновой прослойки	Основа	Уток
Бельтинг ОПБ-5	2,00	1,75	115	57
Бельтинг ОПБ-12				44
Бельтинг Б-820	1,50	1,25	55	15
Уточная шнуровая ткань	2,00	1,75	119	33

Общую прочность ремня вычисляют умножением величины прочности 1 *см* ширины одной прокладки готового ремня на ширину ремня и число прокладок.

Быстроходные передачи

Быстроходными считают ременные передачи при скоростях $v > 25 \div 30$ *м/сек* или $v_{max} = 50 \div 60$ *м/сек*. При более высоких значениях, доходящих до $v_{max} = 100 \div 120$ *м/сек*, передачи называют сверхбыстроходными. Эти передачи имеют малые межосевые расстояния l и небольшие диаметры шкивов: $D_1 = 200 \div 400$ *мм* и более; $D_2 = 100 \div 50$ *мм* и менее. Передача осуществляется лишь тонкими и гибкими бесконечными (плоскими) ремнями (табл. 52); целесообразно применение натяжного ролика.

52. Ремни хлопчатобумажные бесконечные. Выбор ремней по тяговой способности

Верхняя строка — мощность N в *квт*, передаваемая ремнем при 1000 *об/мин*, нижняя строка — окружная сила в *кГ*

$b \times \delta$ в *мм*	D_{min} в *мм*	Двойное усилие начального натяжения в *кГ*	$\frac{D}{\delta}$ 25	30	35	40	45
15 × 1,75	45 для тканых и 55 для прорезиненных	10	0,09 / 3,94	0,11 / 4,20	0,14 / 4,38	0,16 / 4,52	0,19 / 4,65
20 × 1,75		12,5	0,12 / 5,25	0,15 / 5,60	0,18 / 5,85	0,22 / 6,02	0,25 / 6,20
25 × 1,75		15,5	0,15 / 6,56	0,19 / 7,00	0,23 / 7,31	0,27 / 7,53	0,31 / 7,74
30 × 1,75		19	0,18 / 7,88	0,23 / 8,40	0,28 / 8,77	0,32 / 9,03	0,38 / 9,29
35 × 1,75		22	0,21 / 9,19	0,26 / 9,80	0,32 / 10,2	0,38 / 10,5	0,44 / 10,8
40 × 1,75		25	0,24 / 10,5	0,30 / 11,2	0,37 / 11,7	0,43 / 12,0	0,50 / 12,4
45 × 1,75		28	0,27 / 11,8	0,34 / 12,6	0,41 / 13,2	0,49 / 13,5	0,56 / 13,9
50 × 1,75		32	0,29 / 13,1	0,38 / 14,0	0,46 / 14,6	0,54 / 15,1	0,63 / 15,5
55 × 1,75		35	0,32 / 14,4	0,41 / 15,4	0,51 / 16,1	0,59 / 16,6	0,69 / 17,0
60 × 1,75		38	0,35 / 15,8	0,45 / 16,8	0,55 / 17,5	0,65 / 18,1	0,75 / 18,6
70 × 1,75		45	0,41 / 18,4	0,53 / 19,6	0,64 / 20,5	0,76 / 21,1	0,88 / 21,7
80 × 1,75		50	0,47 / 21,0	0,60 / 22,4	0,73 / 23,4	0,86 / 24,1	1,00 / 24,8
90 × 1,75		55	0,53 / 23,6	0,68 / 25,2	0,83 / 26,3	0,97 / 27,1	1,13 / 27,9
100 × 1,75		65	0,59 / 26,3	0,75 / 28,0	0,29 / 29,2	1,08 / 30,1	1,25 / 31,0
115 × 1,75		70	0,68 / 30,2	0,87 / 32,2	1,06 / 33,6	1,24 / 34,6	1,44 / 35,6
125 × 1,75		80	0,74 / 32,8	0,94 / 35,0	1,15 / 36,5	1,35 / 37,6	1,56 / 38,7
135 × 1,75		85	0,79 / 35,3	1,01 / 37,6	1,23 / 39,3	1,45 / 40,5	1,68 / 41,6

Продолжение табл. 52

$b \times \delta$ в *мм*	D_{min} в *мм*	Двойное усилие начального натяжения в *кГ*	$\frac{D}{\delta}$ 25	30	35	40	45
20 × 2,5	75 для прорезиненных	18	0.24 / 7,5	0.31 / 8,0	0.37 / 8,35	0.44 / 8,60	0,51 / 8,85
25 × 2,5		22	0.30 / 9,38	0.38 / 10,0	0.47 / 10,4	0.55 / 10,8	0,64 / 11,1
30 × 2,5		27	0.36 / 11,3	0.46 / 12,0	0.56 / 12,5	0.66 / 12,9	0,77 / 13,3
35 × 2,5		32	0,42 / 13,1	0,54 / 14,0	0.66 / 14,6	0,77 / 15,1	0.89 / 15,5
40 × 2,5		35	0.48 / 15,0	0.62 / 16,0	0,75 / 16.7	0.88 / 17,2	1,02 / 17,7
45 × 2,5		40	0.54 / 16,9	0.69 / 18,0	0.84 / 18,8	0,99 / 19,4	1,15 / 19,9
50 × 2,5			0.60 / 18,8	0,77 / 20,0	0.94 / 20,9	1,10 / 21,5	1,28 / 22,1
60 × 2,5		55	0.72 / 22,5	0.92 / 24,0	1.12 / 25,1	1,32 / 25,8	1,53 / 26,6
70 × 2,5		65	0.84 / 26,3	1,08 / 28,0	1,31 / 29,2	1,54 / 30,1	1,79 / 31,0
80 × 2,5		70	0.96 / 30,0	1.23 / 32,0	1,50 / 33,4	1,76 / 34,4	2,04 / 35,4
90 × 2,5		80	1.08 / 33,8	1,38 / 36,0	1,69 / 37,6	1,99 / 38,7	2,30 / 39,8
100 × 2,5		90	1.20 / 37,5	1.54 / 40,0	1,87 / 41,8	2.21 / 43,0	2,55 / 44,3
115 × 2,5		100	1,29 / 43,1	1,77 / 46.0	2,16 / 48,0	2,54 / 49,5	2,94 / 50,9
125 × 2,5		110	1.50 / 46,9	1,92 / 50,0	2.34 / 52,2	2,76 / 53,8	3,19 / 55,3
135 × 2,5		120	1,62 / 50.6	2.08 / 54,0	2.53 / 56,4	2.98 / 58,1	3,45 / 59,7
20 × 3,3	100 для прорезиненных	24	0.42 / 9,9	0.54 / 10.6	0.65 / 11,0	0,77 / 11,4	0.89 / 11,7
25 × 3,3		30	0.52 / 12.4	0.67 / 13,2	0.82 / 13,8	0.96 / 14,2	1.11 / 14,6

Продолжение табл. 52

$b \times \delta$ в *мм*	D_{min} в *мм*	Двойное усилие начального натяжения в *кГ*	$\frac{D}{\delta}$				
			25	30	35	40	45
30 × 3,3	100 для прорезиненных	35	0,63 / 14,9	0,80 / 15,8	0,98 / 16,5	1,15 / 17,0	1,34 / 17,5
35 × 3,3		40	0,73 / 17,3	0,94 / 18,5	1,14 / 19,3	1,35 / 19,9	1,56 / 20,4
40 × 3,3		48	0,84 / 19,8	1,07 / 21,1	1,31 / 22,0	1,54 / 22,7	1,78 / 23,4
45 × 3,3		55	0,94 / 22,3	1,21 / 23,8	1,47 / 24,8	1,73 / 25,5	2,00 / 26,3
50 × 3,3		60	1,05 / 24,8	1,34 / 26,4	1,63 / 27,6	1,92 / 28,4	2,23 / 29,2
60 × 3,3		70	1,26 / 29,7	1,61 / 31,7	1,96 / 33,1	2,31 / 34,1	2,67 / 35,0
70 × 3,3		83	1,47 / 34,7	1,88 / 37,0	2,29 / 38,6	2,69 / 39,7	3,12 / 40,9
80 × 3,3		95	1,68 / 39,6	2,15 / 42,2	2,61 / 44,1	3,08 / 45,4	3,56 / 46,7
90 × 3,3		105	1,89 / 44,6	2,41 / 47,5	2,94 / 49,6	3,45 / 51,1	4,01 / 52,6
100 × 3,3		120	2,10 / 49,5	2,68 / 52,8	3,27 / 55,1	3,84 / 56,8	4,45 / 58,4
115 × 3,3		135	2,41 / 56,9	3,08 / 60,7	3,76 / 63,4	4,42 / 65,3	5,12 / 67,2
125 × 3,3		150	2,62 / 61,9	3,35 / 66,0	4,08 / 68,9	4,81 / 71,0	5,56 / 73,0
135 × 3,3		160	2,83 / 66,8	3,62 / 71,3	4,41 / 74,4	5,19 / 76,6	6,01 / 78,9

Таблица охватывает бесконечные прошивные прорезиненные ремни (ТУ 689—51 Главкорда) 4-, 6- и 8-слойные толщиной 1,75; 2,55, 3,3 *мм*; бесконечные тканые полульняные ремни (ТУ 1298—51 Главкорда) двухслойные толщиной 1,75 *мм*.

Ширина ремней в технических условиях не ограничивается и устанавливается по согласованию с потребителем для прорезиненных в пределах 20—135 *мм*, для полульняных — 15—55 *мм*. В таблицу включены произвольно выбранные ширины в указанных пределах. Длины ремней до 2000 *мм*.

Допустимые полезные напряжения для всех ремней приняты одинаковыми и равными

$$\sigma_n = 21 - 150\,\frac{\delta}{D}\ \ кГ/см^2.$$

Возможные передаточные числа $i \leqslant \frac{1}{4}$, а при наличии натяжного ролика $i \leqslant \frac{1}{8}$.

Полезная мощность, которую может передать ремень,

$$N = \frac{N_0 k_\alpha k_v}{k_\partial} \cdot \frac{n}{1000},$$

где N_0 — приведенная мощность, отнесенная к 1000 *об/мин*, берется из табл. 52; n — число оборотов меньшего шкива; k_α, k_v и k_∂ — коэффициенты по табл. 53—55.

53. Коэффициент k_α, зависящий от угла обхвата

Угол обхвата $\alpha°$	100	110	120	130	140	150	160	170	180	200	220
k_α	0,75	0,79	0,82	0,85	0,88	0,91	0,94	0,97	1,0	1,06	1,12

54. Скоростной коэффициент k_v

Скорость ремня в *м/сек*	1	5	10	15	20	25	30
k_v	1,06	1,04	1,0	0,93	0,82	0,69	0,53
Для передачи с автоматическим натяжным устройством $k_v = 1$.							

55. Коэффициент динамичности нагрузки k_∂

Нагрузка	k_∂
Благоприятные условия работы ремня (токарные, сверлильные, фрезерные, шлифовальные станки) . . .	1,0
Средние колебания нагрузки (автоматы)	1,1
Пусковая нагрузка до 200% нормальной, сильные колебания нагрузки (строгальные станки)	1,4

Давление на валы

При параллельных ветвях ремня и для самонатяжных передач (рис. 4) давление на валы в *кГ*

$$Q = 2\sigma_0 F.$$

У передач простых и натяжных после перетяжек при полуторном запасе натяжения (так как новым или долгое время не работавшим ремням сообщают начальное натяжение приблизительно в 1,5 раза больше нормального) на валы будет действовать усилие в $кГ$

$$Q_{max} = 1{,}5Q = 3\sigma_0 F,$$

где σ_0 — натяжение ремня, равное 16; 18 и 20 $кГ/см^2$;
$F = b\delta$ — площадь поперечного сечения ремня в $см^2$.

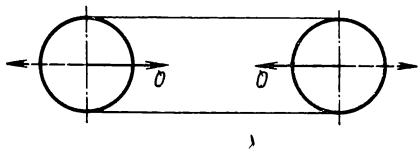


Рис. 4

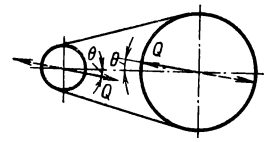


Рис. 5

При непараллельных ветвях ремня ($\alpha \neq 180°$) и для самонатяжных передач (рис. 5)

$$Q = 2\sigma_0 F \sin\frac{\alpha}{2}\ кГ.$$

56. Отношения $\frac{D_{min}}{\delta}$

Ремни	Отношение $\frac{D_{min}}{\delta}$	
	рекомендуемое	допускаемое
Прорезиненные	$\geqslant 40$	$\geqslant 30$
Хлопчатобумажные тканые	$\geqslant 30$	$\geqslant 25$

Минимальные диаметры шкивов

Ремни		Толщина δ в *мм*	Число слоев (прокладок)	Диаметр D_{min} в *мм*	
				рекомендуемый	допускаемый
Тканевые прорезиненные	из бельтинга Б-820	См. табл. 50 и 51	2	100	80
			3	160	125
			4	225	180
			5	280	250
			6	360	320
	из бельтингов ОПБ-5, ОПБ-12 и уточной шнуровой ткани		3	160	140
Хлопчатобумажные ткани		4,5	4	140	112
		6,5	6	200	180
		8,5	8	320	280

Допускаемые значения $\frac{D_{min}}{\delta}$ и D_{min} используют для второстепенных передач или при требовании наибольшей компактности привода.

Для простых и натяжных передач при полуторном запасе натяжения

$$Q_{max} = 3\sigma_0 F \sin\frac{\alpha}{2},$$

где α — угол обхвата на малом шкиве, не менее 150°.

Угол θ отклонения сил от линии центров передачи

$$\operatorname{tg}\theta = \frac{k}{2\sigma_0}\operatorname{ctg}\frac{\alpha}{2},$$

где k — полезное напряжение в $кГ/см^2$ (см. стр. 270).

Коэффициент полезного действия при нормальных условиях работы можно принимать в среднем $\eta = 0{,}95$ для расчета ременных передач со всеми видами плоских приводных ремней (кроме быстроходных).

Скольжение ремней прорезиненных и хлопчатобумажных $\leqslant 1\%$.

Сроки службы станочных ремней, работающих при средних скоростях, составляют 2000—2500 *ч* для прорезиненных ремней и 1500—2000 *ч* для хлопчатобумажных.

Отношение $\frac{D_{min}}{\delta}$ (минимального диаметра шкива к толщине ремня) для первоначальных ориентировочных расчетов приведено в табл. 56.

Шкивы

Чугунные шкивы выполняют со спицами для скоростей до 25 м/сек и дисковыми до 30 *м/сек*. Если длина спиц получается меньше 100 *мм*, то шкивы делают дисковыми. Изготовляют шкивы из чугуна СЧ 12-28, а при больших скоростях — из чугуна СЧ 15-32.

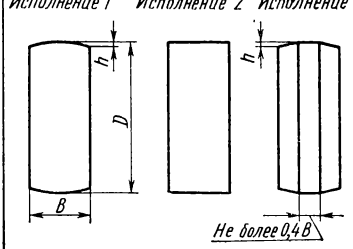
Толщина обода у края $s = 0{,}005D + 3$ *мм*. Диаметр ступицы $(1{,}8 \div 2)d$, где d — диаметр вала.

Стальные шкивы применяют: литые — для скоростей до 45 м/сек и сборные — до 60 *м/сек*. При единичном производстве шкивы делают сварными.

Для плоских приводных ремней шкивы изготовляют по ГОСТу 17383—72 трех исполнений (табл. 57).

57. Шкивы для плоских приводных ремней
(по ГОСТу 17383—72)

Диаметры шкивов в *мм*



D	Отклонение	D	Отклонение	D	Отклонение
40 45 50	±0,6	125 140	±1,6	400 450 500	±4
56 63	±0,8	160 180 200	±2	560 630 710	±5
71 80	±1,0	224 250	±2,5	800 900 1000	±6,3
90 100 112	±1,2	280 315 355	±3	1120	±8

ГОСТ 17383—72 предусматривает D до 2000 *мм*.

Ширина шкива B и ремня b в

B	Отк	b * рекомендуемая	B	Отк	b рекомендуемая
16 20 25 32 40 50 63 71	±1	10 16 20 25 32 40 50 63	160 180 200 224 250 280	±2	140 160 180 200 224 250
80 90 100 112 125 140	±1,5	71 80 90 100 112 125	315 355 400 450 500 560 630	±3	280 300 355 400 450 500 560

* Для перекрестных и полуперекрестных ременных передач

$$b = \frac{B}{2} \div \frac{B - 10}{1{,}4}$$

Величина h для $D = 40 \div 355$ в *мм*

h	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0
D	От 40 до 112	125; 140	160; 180	200; 224	250; 280	315; 355

Величина h в зависимости от B в *мм*

<table>
<tr><th rowspan="2">D</th><th colspan="7">При B</th></tr>
<tr><th>$\leqslant 125$</th><th>140—160</th><th>180—200</th><th>224—250</th><th>280—315</th><th>355</th><th>$\geqslant 400$</th></tr>
<tr><td>400
450</td><td rowspan="5">1,0</td><td colspan="6">1,2</td></tr>
<tr><td>500
560</td><td rowspan="4">1,5</td><td colspan="5">1,5</td></tr>
<tr><td>630
710</td><td rowspan="3">2,0</td><td colspan="4">2,0</td></tr>
<tr><td>800
900</td><td rowspan="3">2,5</td><td colspan="3">2,5</td></tr>
<tr><td>1000</td><td rowspan="2">2,5</td><td rowspan="2">3</td><td>3</td></tr>
<tr><td>1120</td><td>1,2</td><td>3,5</td></tr>
</table>

Клиноременная передача

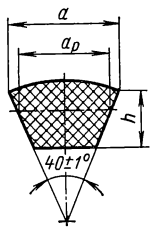
Приводные клиновые ремни

(по ГОСТу 1284—68)

Бесконечные клиновые резино-тканевые приводные ремни изготовляют кордтканевыми и кордшнуровыми. При малых диаметрах шкивов, а также при высоких скоростях следует применять кордшнуровые ремни, при сравнительно больших диаметрах шкивов — кордтканевые.

Расчетная ширина a (табл. 58) соответствует приближенно ширине ремня по нейтральной линии. Она остается неизменной при изгибе ремня на шкиве любого диаметра. Положение расчетной ширины определяет расчетные диаметры шкивов, длину и скорость ремней.

58. Размеры сечений клиновых ремней в *мм*



Обозначение сечения	Расчетная ширина a_p	Ширина a	Высота (толщина) h
0	8,5	10	7
А	11	13	8
Б	14	17	10,5
В	19	22	13,5
Г	27	32	19
Д	32	38	23,5
Е	42	50	30

Расчетная длина ремня — длина на уровне его расчетной ширины.

Внутренняя длина ремня — длина по его внутренней окружности.

Кордшнуровые ремни выпускают по согласованию потребителя с изготовителем длиной до 4 *м*.

Большее основание профиля ремня может быть плоским или выпуклым, меньшее — плоским или вогнутым и иметь закругления на углах.

Ремни должны сохранять работоспособность при температуре от —30 до +60° С.

Передачи клиновыми ремнями применяют предпочтительно при малых межосевых расстояниях и, как правило, при больших передаточных числах (до 10).

Максимальная разница между длинами ремней одной и той же группы (табл. 60) соответствует допуску на расхождение длин ремней в одном комплекте (табл. 61). Комплект состоит из ремней, входящих в одну и ту же группу, номер которой заносят в маркировку ремня.

59. Расчетная длина клиновых ремней в *мм*

Расчетная длина ремня	Сечение ремня						
	0	*А*	*Б*	*В*	*Г*	*Д*	*Е*
400; (425); 450; (475); 500; (530)							
560; (600); 630; (670); 710; (750)							
800; (850); 900; (950); 1000; (1060); 1120; (1180); 1250; (1320); 1400; (1500); 1600; (1700)							
1800; (1900); 2000; (2120); 2240; (2360); 2500							
(2650); 2800; (3000)							
3150; (3350); 3550; (3750); 4000							
(4250)							
4500; (4750); 5000; (5300); 5600; (6000)							
6300							
(6700); 7100; (7500); 8000; (8500); 9000; (9500); 10000; (10600)							
11200; (11800); 12500; (13200); 14000							
(15000)							
16000; (17000); 18000							
Разность между расчетной и внутренней длинами ремня $L - L_{вн}$	25	33	40	59	76	95	120

Ремни, длины которых указаны в скобках, не являются предпочтительными.
Примеры обозначений кордтканевого ремня сечения *В* с расчетной длиной 2500 *мм*:

Ремень В-2500 Т ГОСТ 1284—68

то же, кордшнурового:

Ремень В-2500 Ш ГОСТ 1284—68

ремня сечения *В* с внутренней длиной 2500 *мм* кордтканевого:

Ремень $В\text{-}2500_{вн}$ *Т ГОСТ 1284—68*

то же, кордшнурового:

Ремень $В\text{-}2500_{вн}$ *Ш ГОСТ 1284—68*

60. Группы ремней

№ группы	Длина ремня L в мм									
	≤ 950		1000—1250		1320—1600		1700—2000		2120—2500	
	Отклонения в мм									
	нижн.	верхн.	нижн.	верхн.	нижн.	верхн.	нижн.	верхн.	нижн.	верхн.
1	−8	−6	−9	−6	−12	−9	−15	−10	−15	−7,5
2	−5,9	−4	−5,9	−3	−8,9	−6	−9,9	−5	−7,4	0
3	−3,9	−2	−2,9	0	−5,9	−3	−4,9	0	+0,1	+7,5
4	−1,9	0	+0,1	+3	−2,9	0	+0,1	+5	+7,6	+15
5	+0,1	+2	+3,1	+6	+0,1	+3	+5,1	+10	+15,1	+22,5
6	+2,1	+4	+6,1	+9	+3,1	+6	+10,1	+15	+22,6	+30
7	+4,1	+6	+9,1	+12	+6,1	+9	+15,1	+20	—	—
8	+6,1	+8	+12,1	+15	+9,1	+12	+20,1	+25	—	—
9	+8,1	+10	—	—	+12,1	+15	—	—	—	—
10	+10,1	+12	—	—	+15,1	+18	—	—	—	—
11	+12,1	+14	—	—	—	—	—	—	—	—

№ группы	Длина ремня L							
	2650—4500		4750—7100		7500—11 200		11 800—18 000	
	Отклонения							
	нижн.	верхн.	нижн.	верхн.	нижн.	верхн.	нижн.	верхн.
1	−20	−10	−25	−12,5	−30	−15	−50	−32,5
2	−9,9	0	−12,4	0	−14,9	0	−32,4	−15
3	+0,1	+10	+0,1	+12,5	+0,1	+15	−14,9	+2,5
4	+10,1	+20	+12,6	+25	+15,1	+30	+2,6	+20
5	+20,1	+30	+25,1	+37,5	+30,1	+45	+20,1	+37,5
6	+30,1	+40	+37,6	+50	+45,1	+60	+37,6	+55
7	—	—	—	—	—	—	+55,1	+72,5
8	—	—	—	—	—	—	+72,6	+90

61. Отклонения длин ремней и наибольшая разность между длинами комплектуемых ремней в *мм*

Длина ремней	≤ 950	1000—1250	1320—1600	1700—2000	2120—2500
Отклонение длин ремней	+14 −8	+15 −9	+18 −12	+25 −15	+30 −15
Наибольшая разность между длинами комплектуемых ремней	2	3	3	5	7,5

Длина ремней	2650—4500	4750—7100	7500—11 200	11 800—18 000
Отклонение длин ремней	+40 −20	+50 −25	+60 −30	+90 −50
Наибольшая разность между длинами комплектуемых ремней	10	12,5	15	17,5

Шкивы

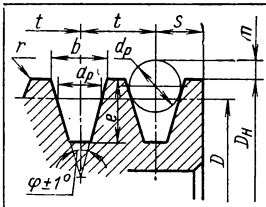
Под расчетным диаметром (табл. 62) понимают диаметр цилиндра, по которому располагается расчетная длина ремня. Ширина канавки на цилиндре расчетного диаметра равна расчетной ширине ремня.

Профиль канавок и шкивов должен соответствовать данным табл. 63.

62. Предпочтительные расчетные диаметры шкивов и их допускаемые отклонения ΔD в *м*.
(по ГОСТу 1284—68)

D	ΔD	D	ΔD	D	ΔD
63 71 80	+0,8	280 315 355	+3	1250 1400 1600	+7
90 100 112	+1	400 450 500	+4	1800 2000 2240 2500	+8
125 140 160 180	+1,5	560 630 710 800	+5	2800 3150	+9
200 224 250	+2	900 1000 1120	+6	3550 4000	+10

63. Профиль канавок шкивов
Размеры в *мм*



Общая ширина шкива
$B = (z - 1)\,t + 2s$, где z — число ремней в передаче.
Шероховатость рабочих поверхностей не грубее 6-го класса чистоты.
Края канавок шкивов притупить радиусом r.

$$\frac{D_н - D}{2} = e_0$$

Элементы профиля		Размеры и допускаемые отклонения для ремней сечением 0	А	Б	В	Г	Д	Е
e, не менее		10	12,5	16	21	28,5	34	43
t		12 ± 0,3	16 ± 0,3	20 ± 0,4	26 ± 0,5	37,5 ± 0,6	44,5 ± 0,7	58 ± 0,8
s		8 ± 1	10^{+2}_{-1}	$12{,}5^{+2}_{-1}$	17^{+2}_{-1}	24^{+3}_{-1}	29^{+4}_{-1}	38^{+5}_{-1}
e_0		2,5	3,5	5	6	8,5	10	12,5
Рекомендуется	d_p	9 ± 0,01	11,6 ± 0,015	14,7 ± 0,015	20 ± 0,02	28,5 ± 0,02	33,8 ± 0,03	44,5 ± 0,04
	m	3,5 ± 0,05	4,1 ± 0,06	4,7 ± 0,06	7,3 ± 0,07	10,9 ± 0,07	13 ± 0,10	17,4 ± 0,12
Допускается	$d_{p-0,03}$	9	12	15	20	28	34	45
	$m_{-0,1}$	3,5	5	5,4	7,3	9,9	13,4	18,4
		При расчетных диаметрах						
Угол * $\varphi°$	34	63—71	90—112	125—160	200	—	—	—
	36	80—100	125—160	180—224	224—315	315—450	500—560	—
	38	112—160	180—400	250—500	355—630	500—900	630—1120	800—1400
	40	⩾180	⩾450	⩾560	⩾710	⩾1000	⩾1250	⩾1600
b при угле канавки $\varphi°$	34	10,0	13,1	17,0	22,7	—	—	—
	36	10,1	13,3	17,2	22,9	32,5	38,5	—
	38	10,2	13,4	17,4	23,1	32,8	38,9	50,6
	40	10,3	13,5	17,6	23,3	33,2	39,3	51,1

* Допускаемое отклонение при механически обработанных шкивах ±1° для ремней 0, А, Б; ±30′ для ремней В, Г, Д, Е.

Размеры h_0, e, t, s и b не распространяются на сварные шкивы и шкивы для полуперекрестных передач.

Отклонения расстояния между любыми канавками не должны превышать отклонений, указанных для размера t.

64. Разница $\delta\Delta D$ в расчетных диаметрах многоканавочного шкива и расчетный диаметр меньшего шкива

Размеры в *мм*

Сечение ремня	$\delta\Delta D$ для $D \leqslant 500$	$\delta\Delta D$ для $D > 500$	Наименьший расчетный диаметр шкива	Сечение ремня	$\delta\Delta D$ для $D \leqslant 500$	$\delta\Delta D$ для $D > 500$	Наименьший расчетный диаметр шкива
0	0.2	—	63	Г	0.5	1	315
А	0.2	0.4	90	Д	0.6	1.2	500
Б	0.2	0.4	125	Е	—	1,6	600
В	0,3	0,6	200				

Для получения большего срока службы ремней при эксплуатации и более высокого коэффициента полезного действия передачи рекомендуется диаметры меньшего шкива (табл. 64) выбирать возможно больших размеров, допускаемых габаритами передачи, но так, чтобы скорость ремней не превышала 25 *м/сек* для сечений 0, *А*, *Б*, *В* и 30 *м/сек* для сечений *Г*, *Д*, *Е*.

Отклонение *с* для одной и той же канавки шкива указано в табл. 65.

65. Отклонение *с* для одной и той же канавки шкива

Размеры в *мм*

Расчетный диаметр шкива	63—80	85—118	125—180	190—250	265—315	355—400	425—500	530—630
Отклонение *с*	—0,19	—0,22	—0,25	—0,29	—0,32	—0,36	—0,40	—0,44
Расчетный диаметр шкива	670—800	900—1000	1060—1120	1250—1600	1800—2000	2240—2500	2800—3150	3550—4000
Отклонение *с*	—0,50	—0,56	—0,66	—0,78	—0,92	—1,10	—1,26	—1,44

Технические требования. Биение конусной рабочей поверхности шкива на каждые 100 *мм* его диаметра, замеренное перпендикулярно образующей конуса на большом диаметре, не выше:

при частоте вращения	до 500	*об/мин*	0,20 *мм*
» » »	500—1000	»	0,15 »
» » »	более 1000	»	0,10 »

Каждый шкив при работе со скоростью свыше 5 *м/сек* должен быть статически отбалансирован согласно следующим требованиям:

Окружная скорость шкива в *м/сек*	Допускаемый дисбаланс в $Г \cdot м$	Окружная скорость шкива в *м/сек*	Допускаемый дисбаланс в $Г \cdot$
5—10	6	>15—20	2
>10—15	3	>20	1

Шкивы должны быть изготовлены из материалов, обеспечивающих их работу в условиях эксплуатации (наличие механических усилий, нагрев, истирание). Ориентировочно материал для шкивов с окружной скоростью до 25 *м/сек* — чугун СЧ 15-32. Для окружных скоростей больше 25 *м/сек* применяют литые шкивы из стали 25Л, а также из легких сплавов (АЛ-3, МЛ-5 и др.) и пластмасс. На боковых поверхностях канавок шкивов не должно быть пористости, пузырей, царапин и вмятин. Устранить дефекты можно только газовой сваркой или пайкой медью с последующей доводкой до требуемой чистоты.

Расчет и конструирование передачи

Мощность, передаваемая передачей,

$$N = N_0 k_1 k_2 z,$$

где N_0 — мощность, передаваемая одним ремнем (при угле обхвата $\alpha = 180°$ и спокойной работе привода N_0 должна быть не более, чем это указано в табл. 66); k_1 — коэффициент, зависящий от угла обхвата (табл. 67); k_2 — коэффициент, учитывающий характер нагрузки и режим работы (табл. 68); z — число ремней.

Расчет мощности привода при работе на двух шкивах проводится для шкива с меньшим расчетным диаметром, а при работе на нескольких шкивах — для ведущего шкива. Возможность передачи необходимой мощности должна быть дополнительно проверена на ведомых шкивах, имеющих меньший угол обхвата или меньший диаметр по сравнению с ведущим шкивом.

Сечение ремня в зависимости от его скорости и передаваемой мощности выбирают согласно табл. 69.

Межосевое расстояние при двух шкивах

$$l = kD_б,$$

где $D_б$ — расчетный диаметр большого шкива;
k — по табл. 70.

Наименьшее допустимое межосевое расстояние

$$l_{\min} = 0{,}55\,(D_б + D_м) + h,$$

где $D_м$ — расчетный диаметр меньшего шкива; h — высота ремня.

Наибольшее межосевое расстояние

$$l_{\max} = 2\,(D_б + D_м).$$

По выбранному ориентировочному межосевому расстоянию определяют расчетную длину ремня

$$L = 2l + W + \frac{y}{l},$$

где

$$W = \left(\frac{D_б + D_м}{2}\right)\pi$$

и

$$y = \left(\frac{D_б - D_м}{2}\right)^2$$

Вычисленную расчетную длину округляют до ближайшего значения по табл. 59. После этого определяют окончательное межосевое расстояние

$$l = 0{,}25\left[(L - W) + \sqrt{(L - W)^2 - 8y}\right].$$

Для компенсации возможных отклонений длины ремня от номинала, вытяжки его в процессе эксплуатации, а также для свободного надевания новых ремней при конструировании передачи должна быть предусмотрена регулировка межцентрового расстояния шкивов в сторону уменьшения на 2% при длине ремня L до 2 *м* и на 1% при длине ремня свыше 2 *м* и в сторону увеличения на 5,5% от L.

66. Мощность N_0, передаваемая одним ремнем, в *квт*
(по ГОСТу 1284—68)

Сечение ремня	Расчетный диаметр меньшего шкива	Мощность в *квт* при скорости ремня в *м/сек*														
		1		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
0	63	0,08	0,15	0,23	0,29	0,36	0,42	0,49	0,56	0,62	0,69	0,75	0,82	0,90	0,96	1,03
	71	0,10	0,17	0,24	0,32	0,39	0,47	0,55	0,63	0,71	0,78	0,85	0,93	1,00	1,07	1,15
	80	0,11	0,20	0,29	0,37	0,45	0,53	0,61	0,69	0,77	0,85	0,92	1,00	1,07	1,15	1,21
	90 и более	0,12	0,21	0,31	0,41	0,49	0,58	0,67	0,76	0,85	0,93	1,03	1,11	1,19	1,27	1,33
А	90	0,22	0,37	0,52	0,66	0,74	0,88	1,03	1,10	1,25	1,33	1,40	1,47	1,54	1,62	1,69
	100	0,22	0,37	0,52	0,66	0,81	0,96	1,10	1,18	1,33	1,40	1,47	1,62	1,77	1,84	1,87
	112	0,22	0,37	0,52	0,66	0,81	0,96	1,10	1,25	1,40	1,47	1,54	1,69	1,84	1,99	2,03
	125 и более	0,29	0,44	0,59	0,74	0,96	1,10	1,25	1,40	1,54	1,69	1,84	1,99	2,06	2,20	2,29
Б	125	—	0,59	0,74	0,96	1,10	1,33	1,47	1,69	1,92	2,06	2,28	2,42	2,65	2,70	2,88
	140	—	0,66	0,81	1,08	1,25	1,40	1,62	1,84	2,06	2,23	2,42	2,65	2,80	3,02	3,16
	160	—	0,74	0,96	1,18	1,40	1,62	1,84	1,99	2,20	2,50	2,72	2,94	3,16	3,40	3,60
	180 и более	—	0,81	1,10	1,33	1,55	1,77	1,99	2,20	2,50	2,72	2,92	3,16	3,40	3,60	3,82
В	200	—	1,03	1,40	1,77	2,14	2,50	2,80	3,10	3,40	3,68	3,98	4,35	4,64	4,94	5,28
	224	—	1,10	1,62	2,06	2,42	2,88	3,16	3,54	3,90	4,27	4,64	5,00	5,38	5,67	5,97
	250	—	1,25	1,77	2,20	2,65	3,10	3,54	3,90	4,27	4,64	5,10	5,45	5,82	6,12	6,34
	280 и более	—	1,33	1,84	2,36	2,88	3,32	3,76	4,20	4,57	5,00	5,45	5,90	6,34	6,70	7,07
Г	315	—	—	—	—	4,71	5,45	6,25	7,00	7,65	8,45	9,19	9,70	10,20	10,70	11,02
	355	—	—	—	—	5,15	5,96	6,85	7,65	8,39	9,20	9,87	10,44	11,04	11,54	12,08
	400	—	—	—	—	5,59	6,48	7,38	8,24	9,19	10,08	10,90	11,54	12,20	12,88	13,52
	450 и более	—	—	—	—	6,10	6,94	7,93	8,90	9,92	10,98	11,78	12,50	13,32	13,90	14,56
Д	500	—	—	—	—	7,35	8,75	10,02	11,56	12,30	14,00	15,00	15,98	16,90	17,65	18,40
	560	—	—	—	—	8,45	9,87	11,25	12,60	13,90	15,25	16,40	17,45	18,40	19,20	20,00
	630	—	—	—	—	9,43	10,75	12,08	13,40	14,72	16,08	17,35	18,70	20,20	21,20	22,30
	710 и более	—	—	—	—	9,80	11,48	13,19	14,90	16,50	18,00	19,50	21,00	21,60	22,90	24,10
Е	800	—	—	—	—	11,75	13,80	15,90	17,90	19,80	21,80	23,70	25,60	27,50	29,30	31,00
	900	—	—	—	—	13,10	15,45	17,80	20,20	23,10	25,20	27,20	29,10	31,10	32,90	34,60
	1000 и более	—	—	—	—	14,35	16,90	19,50	22,10	24,60	27,20	29,80	32,00	34,20	36,40	38,20

Продолжение табл. 66

Сечение ремня	Расчетный диаметр меньшего шкива	Мощность в *квт* при скорости ремня в *м/сек*														
		16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
0	63	1,09	1,13	1,18	1,22	1,26	1,30	1,26	1,24	1,20	1,18	—	—	—	—	—
	71	1,22	1,27	1,30	1,34	1,38	1,43	1,39	1,34	1,32	1,26	—	—	—	—	—
	80	1,27	1,33	1,39	1,45	1,51	1,55	1,55	1,55	1,51	1,47	—	—	—	—	—
	90 и более	1,40	1,47	1,55	1,60	1,67	1,74	1,78	1,74	1,65	1,62	—	—	—	—	—

Продолжение табл. 66

Сечение ремня	Расчетный диаметр меньшего шкива	Мощность в *квт* при скорости ремня в *м/сек*														
		16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
А	90[illegible]	1,77	1,84	1,84	1,84	1,84	1,84	1,84	1,80	1,75	1,69	—	—	—	—	—
	100	1,91	1,95	1,99	1,99	1,99	1,99	1,99	1,99	1,91	1,91	—	—	—	—	—
	112	2,12	2,20	2,29	2,33	2,41	2,41	2,41	2,41	2,33	2,29	—	—	—	—	—
	125 и более	2,33	2,41	2,50	2,57	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65	—	—	—	—	—
Б	125	2,94	2,94	2,94	2,94	2,94	2,88	2,80	2,72	2,65	2,50	—	—	—	—	—
	140	3,32	3,46	3,54	3,60	3,60	3,60	3,54	3,46	3,40	3,24	—	—	—	—	—
	160	3,76	3,90	4,05	4,20	4,35	4,35	4,35	4,35	4,35	4,35	—	—	—	—	—
	180 и более	4,05	4,27	4,42	4,57	4,71	4,85	4,94	4,94	4,94	4,94	—	—	—	—	—
В	200	5,52	5,82	6,00	6,19	6,25	6,25	6,19	6,12	6,05	5,90	—	—	—	—	—
	224	6,25	6,55	6,78	7,00	7,15	7,15	7,15	7,00	6,85	6,70	—	—	—	—	—
	250	6,63	6,94	7,15	7,38	7,50	7,70	7,73	7,73	7,73	7,73	—	—	—	—	—
	280 и более	7,29	7,40	7,58	7,65	7,80	7,95	8,02	8,10	8,10	8,10	—	—	—	—	—
Г	315	11,40	11,62	11,78	11,90	11,90	11,82	11,62	11,40	11,10	10,08	—	—	—	—	
	355	12,50	13,00	13,30	13,52	13,72	13,82	13,82	13,72	13,60	13,32	12,92	12,54	—	—	—
	400	14,11	14,62	15,00	15,42	15,72	16,08	16,19	16,19	16,03	15,80	15,38	15,00	14,70	14,41	14,01
	450 и более	15,14	15,72	16,19	16,60	17,00	17,25	17,25	17,45	17,45	17,25	17,20	16,90	16,55	16,19	15,72
Д	500	19,00	19,50	19,85	20,22	20,46	20,46	20,46	20,46	20,46	20,46	20,46	—	—	—	—
	560	20,80	21,60	22,40	23,00	23,60	23,85	24,20	24,30	24,30	24,30	24,30	24,30	24,30	—	—
	630	23,20	24,00	24,80	25,70	26,50	27,00	27,30	27,30	27,50	27,50	27,60	27,60	27,60	27,60	27,60
	710 и более	25,20	26,20	27,20	28,20	29,00	29,70	30,20	30,40	30,80	31,20	31,40	31,70	31,80	31,80	31,80
Е	800	32,40	33,80	35,00	35,90	36,80	37,50	38,20	38,90	39,80	39,70	40,00	40,30	40,50	40,70	40,70
	900	36,00	37,30	38,40	39,50	40,60	41,00	42,60	43,40	44,10	44,90	45,60	46,00	46,30	46,30	46,30
	1000 и более	40,10	41,60	42,70	43,70	44,90	46,00	47,10	47,80	48,60	49,30	50,00	50,80	51,50	51,50	51,50

Мощности, приведенные в таблице, даны применительно к ремням с тяговым слоем на основе искусственных волокон. В случае применения синтетических волокон величины мощностей могут быть повышены на 10%

67. Значение коэффициента угла обхвата k_1

Угол обхвата α°	180	170	160	150	140	130	120	110	100	90	80	70
Поправочный коэффициент	1,00	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83	0,78	0,74	0,68	0,62	0,56

Угол обхвата ремнем шкива α при работе на двух шкивах вычисляют по формуле

$$\alpha = 180° - 60° \left(\frac{D_б - D_м}{l} \right).$$

Рекомендуется угол обхвата шкива не менее 120°.

68. Значение коэффициента k_2

Характер нагрузки	Наименование машины	Вид электродвигателя								
		переменного тока однофазный, трехфазный с пуском через автотрансформатор или с переключением со звезды на треугольник; постоянного тока шунтовой			переменного тока с высоким пусковым моментом; постоянного тока компаундный			переменного тока короткозамкнутый с прямым пуском или с двойной беличьей клеткой; постоянного тока сериесный		
		Число смен работы								
		1	2	3	1	2	3	1	2	3
Легкая пусковая нагрузка до 12% нормальной. Почти постоянная рабочая нагрузка	Легкие электрические генераторы; центробежные и ротационные насосы и компрессоры; ленточные транспортеры; токарные, сверлильные, шлифовальные станки; легкие грохоты, сепараторы	1,00	0,87	0,72	0,92	0,80	0,66	0,84	0,73	0,60
Пусковая нагрузка до 150% нормальной. Незначительные колебания рабочей нагрузки	Электрические генераторы; поршневые насосы и компрессоры с тремя и более цилиндрами, вентиляторы и воздуходувки; цепные транспортеры; элеваторы; фрезерные, зубофрезерные, револьверные станки; дисковые пилы для дерева; трансмиссии; тяжелые грохоты; пищевые и кондитерские машины	0,92	0,80	0,66	0,84	0,73	0,60	0,78	0,68	0,56
Пусковая нагрузка до 200% нормальной. Значительные колебания рабочей нагрузки	Поршневые насосы и компрессоры с одним или двумя цилиндрами; вентиляторы и воздуходувки тяжелого типа; транспортеры винтовые, скребковые; дезинтеграторы; станки строгальные, долбежные, заточные; прессы винтовые и эксцентриковые с относительно тяжелым маховиком	0,84	0,73	0,60	0,78	0,68	0,56	0,71	0,62	0,51
Пусковая нагрузка до 300% нормальной. Весьма неравномерная и ударная рабочая нагрузка	Подъемники, экскаваторы; прессы винтовые и эксцентриковые с относительно легким маховиком; ножницы; молоты; бегуны; глиномялки; мельницы шаровые, жерновые, вальцовые; дробилки, лесопильные рамы	0,78	0,68	0,56	0,71	0,62	0,51	0,61	0,53	0,44

При реверсировании, частом пуске, повышенной влажности и наличии натяжного ролика из указанных значений вычитать 0.1.

69. Выбор сечения ремня

Передаваемая мощность в *квт*	Рекомендуемые сечения при скорости ремня в *м/сек*			Передаваемая мощность в *квт*	Рекомендуемые сечения при скорости ремня в *м/сек*		
	до 5	5—10	св. 10		до 5	5—10	св. 10
До 1 (вкл.)	*О, А*	*О, А*	*О*	Св. 15 до 30	—	*В, Г*	*В, Г*
Св. 1 до 2	*О, А, Б*	*О, А*	*О, А*	» 30 » 60	—	*Г, Д*	*В, Г*
» 2 » 4	*А, Б*	*О, А, Б*	*О, А*	» 60 » 120	—	*Д*	*Г, Д*
» 4 » 7,5	*Б, В*	*А, Б*	*А, Б*	» 120 » 200	—	*Д, Е*	*Г, Д*
» 7,5 » 15	*В*	*Б, В*	*Б, В*	» 200	—	—	*Д, Е*

70. Значение коэффициента k

Передаточное число	1	2	3	4	5	6 и более
$k = \frac{l}{D_б}$	1,5	1,2	1	0.95	0,9	0,85

Особые виды клиноременных передач

Передача с натяжными приспособлениями. Натяжное приспособление кулисного типа показано на рис. 6; основные размеры шкивов приведены в табл. 71.

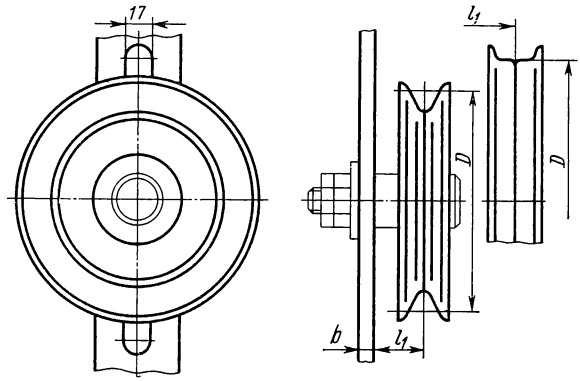


Рис. 6

71. Основные размеры желобчатого и гладкого шкива при одном ремне (рис. 6)

Обозначение ремня по ГОСТу 10286—62 и по ГОСТу 1284—68	Профиль обода шкива		
	Желобчатый	Гладкий	
	А Б В	*А Б В*	*Г*
Расчетный диаметр D в *мм*	100 125 140	100; 160	160; 200
Вылет l_1 в *мм*	25,5	25,5	36; 21,5 *

* Размер 21,5 для шкива с расчетным диаметром 200 *мм*.

Применение натяжных роликов в клиноременных передачах рекомендуется избегать. При установке роликов их следует располагать на ведомой ветви внутри контура передачи во избежание знакопеременных перегибов.

Передача с вертикальными валами. Для предотвращения сбега ремней со шкивов канавки выполняют глубокими (табл. 72).

При расчете передач с вертикальными валами мощность N_0 (табл. 66) следует принимать на 10—12% меньше, нежели для передачи с горизонтальными валами.

Полуперекрестные передачи. Применяют их при передаточных числах, близких к единице. Расстояние между центрами шкивов

$$l \geqslant 5\,(D_б + B),$$

где $D_б$ — расчетный диаметр большего шкива и B — его ширина.

72. Размеры глубоких канавок в *мм*

(см. эскиз табл. 63)

Элементы канавок	Сечения ремней							Элементы канавок	Сечения ремней						
	0	*А*	*Б*	*В*	*Г*	*Д*	*Е*		0	*А*	*Б*	*В*	*Г*	*Д*	*Е*
e_0	5	7	9	12	17.5	20	25	t	15	19	24	32	44	52	65
e	13	17	20	28	38	45	56	s	9	11	14	20	27	32	42

Шкивы полуперекрестных передач выполняют с глубокими канавками.

Мощность N_0 по табл. 66 следует уменьшать на 20%.

Технические требования. Валы шкивов передачи располагают параллельно, а канавки друг против друга.

Допускается непараллельность осей вращения не более 1 *мм* на 100 *мм* длины, а допуск на смещение канавок шкивов не более 2 *мм* на 1 *м* межосевого расстояния и увеличиваться не более 0,02 на каждые 100 *мм* межцентрового расстояния свыше 1 *м*.

Шкивы и особенно их канавки должны быть чистыми. Необходимо исключить возможность попадания смазок и растворителей.

При работе ремней комплектами, в случае выхода из строя одного из ремней, снимается весь комплект.

Дополнительные источники

Детали машин. Расчеты и конструирование. Справочник. Т.3. Под редакцией Н. С. Ачеркана. Изд. 3. М., «Машиностроение», 1969.

Ремни вентиляторные клиновые и шкивы для двигателей автомобилей, тракторов и комбайнов — ГОСТ 5813—64.

ГЛАВА VI

ВИНТОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ И ХРАПОВОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ

ВИНТОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Расчет ходовых винтов

Исходные данные. Тяговое усилие Q в *кГ*; наружный d, средний d_2 и внутренний d_1 диаметры винта в *см*; ход винтовой линии S в *см*; число заходов резьбы z; длина гайки l в *см*; предел текучести $\sigma_т$ материала винта в *кГ/см*^{2}. Резьбу ходовых винтов делают преимущественно трапецеидальной.

Расчет на прочность (рис. 1). Угол подъема винтовой линии резьбы

$$\operatorname{tg}\beta=\frac{S}{\pi d_2}.$$

К. п. д. передачи

$$\eta=\frac{\operatorname{tg}\beta}{\operatorname{tg}(\beta+\rho)},$$

где при малых скоростях скольжения ($\approx 0{,}01$ *м/сек*) угол трения $\rho \approx 6 \div 8°$.

Допускаемое напряжение в материале винта

$$[\sigma_p]=\frac{\sigma_т}{3 \div 3{,}5}\ кГ/см^2.$$

Расчетная площадь сечения винта

$$F=0{,}785d_1^2\ см^2,$$

Приведенное напряжение винта

$$\sigma_{пр}=\frac{Q}{F}\sqrt{1+1{,}6\left(\frac{S}{\eta d_1}\right)^2}\ кГ/см^2;$$

$$\sigma_{пр} \leqslant [\sigma_p].$$

Расчет на износостойкость. Рабочая высота витка резьбы

$$t_2=\frac{d-d_1}{2}\ см.$$

Среднее удельное давление на рабочих поверхностях резьбы

$$q=\frac{1}{\pi}\ \frac{QS}{lzd_2t_2} \leqslant [q]\ кГ/см^2,$$

где $[q]$ — по табл. 1.

Расчет на устойчивость (рис. 2). За расчетную длину винта L принимают наибольшее возможное расстояние между опорами винта.

1. Допускаемые значения среднего удельного давления

Винтовые передачи	Материал		$[q]$ в $кГ/см^2$
	винта	гайки	
Для точных расчетных перемещений (винты рабочих подач винторезных, резьбошлифовальных и других станков)	Сталь	Бронза	50
	Сталь	Чугун	20
Другие ответственные передачи (в механизмах подачи фрезерных и других станков)	Сталь	Бронза	120
	Сталь	Чугун	80

Примечания: 1. При $\frac{l}{d_2} < 2$, приведенные в таблице значения $[q]$ можно повышать примерно на 20%.

2. Для разъемных маточных гаек, у которых часть резьбы срезана, приведенные в таблице значения $[q]$ следует уменьшать на 15—20%.

Дополнительные исходные данные: диаметр левой опоры винта d'_{on} в *см*; диаметр правой опоры винта d''_{on} в *см*; длина левой опоры винта l'_{on} в *см*; длина правой опоры винта l''_{on} в *см*; модуль упругости материала винта E в $кГ/см^2$.

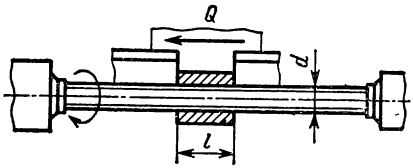


Рис. 1

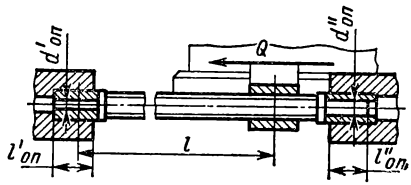


Рис. 2

Расчетный момент инерции поперечного сечения винта

$$J_{расч} = 0{,}01\left(2 \div 3\,\frac{d}{d_1}\right) d_1^4 \; см^4.$$

Характеристика левой опоры винта $\lambda'_{on} = \frac{l'_{on}}{d'_{on}}$, правой $\lambda''_{on} = \frac{l''_{on}}{d''_{on}}$; для опорной гайки за d_{on} принимается средний диаметр d_2 резьбы.

Расчетный запас устойчивости

$$n_y = m\,\frac{EJ_{расч}}{Ql^2},$$

где m — по табл. 2.

Вид опор винта устанавливают в зависимости от λ_{on}: при $\lambda_{on} > 1{,}5$ — опора шарнирная; при $\lambda_{on} > 3$ — винт заделан в опоре; при $\lambda_{on} = 1{,}5 \div 3$ винт закреплен в опоре упруго. Это справедливо и для неразъемных гаек; разъемные гайки следует рассматривать как шарнирную опору.

Необходимые значения запаса устойчивости n_y:

а) для вертикальных ходовых винтов $n_y = 2{,}5$, если на винт не действуют поперечные силы и расчетное усилие Q является минимальным, в противном случае $n_y = 3{,}5 \div 4$;

б) для горизонтальных ходовых винтов $n_y = 4 \div 5$ в винторезных станках и во фрезерных станках $n_y = 3 \div 4$ (искл.).

Материалы для ходовых винтов. Для термически необработанных ходовых винтов к токарным станкам нормальной и повышенной точности лучшим материалом является горячекатаная сталь А40Г. Применяют также сталь марок 45 и 40Х улучшенную.

2. Закрепление винта в опоре и значения коэффициента m

Схема закрепления винта	m	Схема закрепления винта	m
При $\lambda_{on}>3$ — L — При $\lambda_{on}>3$	40	При $\lambda_{on}=1{,}5\div3$ — L — При $\lambda_{on}=1{,}5\div3$	18
При $\lambda_{on}>3$ — L — При $\lambda_{on}=1{,}5\div3$	28	При $\lambda_{on}<1{,}5$ — L	10
При $\lambda_{on}<1{,}5$ — При $\lambda_{on}>3$	20		

Для ходовых винтов 0 и 1-го классов точности в случае окончательной обработки резцом применяют сталь У10А. Сталь отжигают на твердость *НВ* 197.

Для закаливаемых и шлифуемых по профилю резьбы ходовых винтов 0 и 1-го классов точности применяют сталь марок 40ХГ и 65Г, обладающую высокой износоустойчивостью.

Гайки для винтов 0; 1 и 2-го классов точности изготовляют из бронзы марок Бр. ОФ 10-0,5 и Бр. ОЦС 6-6-3; для винтов 3 и 4-го классов точности — из антифрикционного чугуна.

Расчет грузовых винтов

Внутренний диаметр винта ориентировочно определяют из расчета на сжатие по пониженному (примерно на 30%) допускаемому напряжению:

$$\frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{Q}{0{,}7[\sigma_{сж}]}$$

или

$$d_1 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot 0{,}7[\sigma_{сж}]}},$$

где Q — поднимаемый груз в *кГ*; d_1 — внутренний диаметр винта в *см*.

Должно быть самоторможение винта, т. е. угол подъема β меньше угла трения ρ:

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{S}{\pi d_2},$$

где S — шаг винта; d_2 — средний диаметр винта.

Если принять коэффициент трения в резьбе $f = 0{,}1$, то $\operatorname{tg}\rho = 0{,}1$ или $\rho = 5°43'$.

Винт проверяют на совместное действие сжатия и кручения, а при значительной длине и на устойчивость (продольный изгиб). Крутящий момент

$$M_к = Q\frac{d_2}{2}\operatorname{tg}(\beta+\rho).$$

Приведенное напряжение

$$\sigma_{пр}=\sqrt{\sigma_{сж}^2+4\tau_к^2},$$

где $\tau_к$ — касательное напряжение $\left(\tau_к=\dfrac{M_к}{0{,}2d_1^3}\right)$ в $кГ/см^2$.

Условие достаточной прочности

$$\sigma_{пр}\leqslant[\sigma_{пр}];$$

допускаемое напряжение на растяжение $[\sigma_р]\approx 700\div 900$ $кГ/см^2$.

На устойчивость винт проверяют по формуле Эйлера

$$P_{кр}=\frac{\pi^2 E J_{расч}}{l^2},$$

где $P_{кр}$ — критическая сила в $кГ$; E — модуль упругости в $кГ/см^2$; $J_{расч}$ — момент инерции поперечного сечения винта в $см^4$:

$$J_{расч}=0{,}01\left(2\div 3\frac{d}{d_1}\right)d_1^4,$$

где d — наружный диаметр винта; d_1 — внутренний диаметр винта; l — длина винта в $см$ (расстояние от середины гайки до опорной поверхности головки винта при вывернутом до отказа винте, причем винт рассматривается как стержень с шарнирно закрепленными концами).

Запас устойчивости

$$n_y=\frac{P_{кр}}{Q},$$

рекомендуется $n_y\geqslant 4$.

Формула Эйлера применима при условии, что гибкость стержня $\lambda=\dfrac{l}{i}$ больше предельной ($\lambda>\lambda_{пред}$), где i — радиус инерции поперечного сечения стержня (для круглого сечения $i=\dfrac{d}{4}$).

Для стали $\lambda_{пред}\approx 100$. При гибкости меньше предельной определяют критическое напряжение в $кГ/см^2$

$$\sigma_{кр}=3210-11{,}6\frac{l}{i};$$

$$P_{кр}=\frac{\pi d_1^2}{4}\sigma_{кр}.$$

При гибкости $\lambda<60$ расчет на устойчивость является излишним.

Высоту гайки определяют из расчета на допускаемое удельное давление $[q]$ (табл. 3) между витками винта и гайки:

$$H=zS,$$

где S — шаг резьбы; z — полезное число витков; z должно быть не более 10, так как остальные витки не будут работать.

3. Допускаемые удельные давления

Материал	$[q]$ в $кГ/см^2$	Материал	$[q]$ в $кГ/см^2$
Сталь по чугуну	50—60	Сталь по стали	70—130
Сталь по антифрикционному чугуну	100—130	» » бронзе .	70—130

Если $z > 10$, то переходят либо на другие материалы, либо увеличивают d и d_1;

$$z \geqslant \frac{4Q}{\pi (d^2 - d_1^2)\,[q]}.$$

Усилие рабочего P_p, необходимое для подъема груза Q. Из уравнения

$$P_0 = Q \operatorname{tg}(\beta + \rho) + \frac{2}{3}\,\frac{Qf\,(d_3^3 - d_4^3)}{d_2\,(d_3^2 - d_4^2)},$$

определяют P_0 — усилие, необходимое для вращения винта, приложенное по среднему диаметру резьбы. Первый член правой части уравнения представляет собой часть этого усилия, которая необходима для подъема груза и преодоления сопротивления трения в резьбе, а второй член — часть усилия, необходимую для преодоления сопротивления трения на кольцевой поверхности стыка между вращающимся винтом и неподвижной чашкой. При длине рукоятки L усилие P_p находят из условия равенства моментов сил P_0 и P_p относительно оси винта:

$$P_0 \frac{d_2}{2} = P_p L.$$

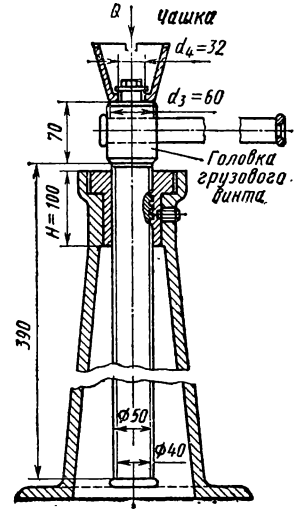


Рис. 3

К. п. д. домкрата

$$\eta = \frac{A_n}{A_з},$$

где $A_n = QS$ — полезная работа подъема груза за один оборот винта; $A_з = P_0 \pi d_2$ — затраченная работа за один оборот винта.

Резьбу грузовых винтов делают прямоугольной и трапецеидальной.

Пример расчета домкрата. Произвести проверочный расчет домкрата грузоподъемностью $Q = 6000$ *кГ* с данными, приведенными на рис. 3.

Винт изготовлен из стали 35, гайка — из бронзы.

1. Определяем к. п. д. домкрата:

а) угол β подъема винтовой линии прямоугольной резьбы

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{S}{\pi d_2} = \frac{10}{3{,}14\,\frac{40+50}{2}} = \frac{10}{3{,}14 \cdot 45} = 0{,}0707,$$

или $\beta = 4°03'$;

б) угол трения ρ при $f = 0{,}12$

$$\operatorname{tg}\rho = 0{,}12 \quad \text{или} \quad \rho = 6°51';$$

в) работа за один оборот винта, необходимая для подъема груза и преодоления сопротивления трения в резьбе,

$$A_p = Q\pi d_2 \operatorname{tg}(\beta + \rho) = 6000 \cdot 3{,}14 \cdot 4{,}5 \operatorname{tg}(4°03' + 6°51') =$$
$$= 6000 \cdot 14{,}1 \cdot 0{,}1925 \approx 16\,300 \text{ кГ} \cdot \text{см};$$

г) работа за один оборот винта, необходимая для преодоления трения на торцовой части винта при $f_1 = 0{,}14$,

$$A_т = \frac{2}{3}\,\frac{Qf_1\,(d_з^3 - d_4^3)}{(d_3^2 - d_4^2)}\,\pi = \frac{2 \cdot 6000 \cdot 0{,}14\,(6^3 - 3{,}2^3)\,3{,}14}{3\,(6^2 - 3{,}2^2)} = 12\,520 \text{ кГ/см}^2;$$

д) полезная работа подъема груза

$$A_n = QS = 6000 \cdot 1 = 6000 \ кГ \cdot см;$$

е) к. п. д.

$$\eta = \frac{A_n}{A_p + A_т} = \frac{6000}{28820} \cdot 100 = 20{,}9\%.$$

2. Определяем усилие рабочего P_p при подъеме груза. При длине рукоятки 100 *см* работа за один оборот

$$A_з = P_p \cdot 2\pi L = P_p \cdot 6{,}28 \cdot 100 = 628 P_p;$$

эта работа должна быть равна $A_p + A_т$, т. е. $628P_p = 28\,820 \ кГ \cdot см$, откуда

$$P_p = \frac{28820}{628} = 45{,}8 \ кГ.$$

Усилие P_p очень велико, поэтому придется приложить усилие двух рабочих, так как на одного рабочего принимают $P_p = 15 \div 30 \ кГ$.

3. Проверяем напряжение в винте:

а) расчетная длина винта

$$l = 39 + 7 - \frac{10}{2} = 41 \ см;$$

б) радиус инерции круга диаметром $d_1 = 4 \ см$

$$i = \frac{d_1}{4} = \frac{4}{4} = 1 \ см;$$

$$\lambda = \frac{l}{i} = \frac{41}{1} = 41,$$

при такой малой гибкости проверки на устойчивость не требуется;

в) нормальное напряжение

$$\sigma_{сж} = \frac{Q}{F} = \frac{6000}{\frac{3{,}14 \cdot 4^2}{4}} = 478 \ кГ/см^2;$$

г) касательное напряжение

$$\tau_к = \frac{M_к}{0{,}2 d_1^3} = \frac{2600}{0{,}2 \cdot 4^3} = 203 \ кГ/см^2,$$

где крутящий момент

$$M_к = Q \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta + \rho) = 6000 \frac{4{,}5}{2} 0{,}1925 = 2600 \ кГ$$

д) приведенное напряжение

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma_{сж}^2 + 4\tau_к^2} = \sqrt{478^2 + 4 \cdot 203^2} = 627 \ кГ/см^2,$$

для винта из стали 35 при статической нагрузке допустимо $[\sigma_p] = 850 \ кГ/см^2$.

4. Проверяем высоту гайки:

а) число витков в гайке

$$z = \frac{H}{S} = \frac{10}{1} = 10;$$

б) удельное давление

$$q = \frac{4Q}{z\pi (d^2 - d_1^2)} \approx 85 \ кГ/см^2$$

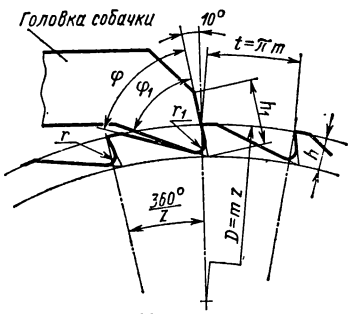
удовлетворительно, так как величина q находится в пределах, указанных в табл.3.

ХРАПОВОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ

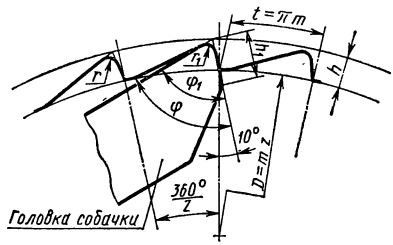
Виды храповиков

4. Мелкомодульные храповики (по нормали станкостроения)

Наружное зацепление



Внутреннее зацепление



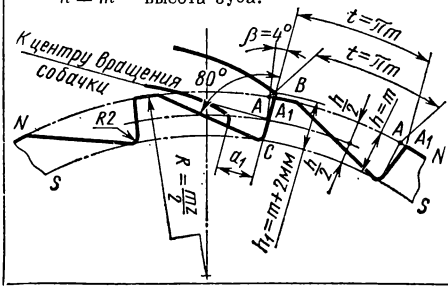
Значения D брать неотмеченные звездочкой

Модуль m	Общие размеры в мм: Шаг t	h	h_1			Зацепление: наружное $\varphi°$	наружное $\varphi_1°$	внутреннее $\varphi°$	внутреннее $\varphi_1°$
0.6	1,88	0,8							
0.8	2,51	1,0	3	0,3	0.4	55	50	65	60
1	3,14	1,2							
1,25	3,92	1,5	4						
1,5	4,71	1,8		0,5	0,8	60	55	70	65
2	6,28	2	5						
2,5	7.85	2,5							

Модуль m	Диаметр D зацепления при числе зубьев: 20	24	30	36	45	50	60	72	90	100	120	144	180	200
0.6	—	—	—	—	—	30*	36*	43,2*	54*	60	72	86,4	108	120
0,8	—	—	—	—	36*	40*	48*	57,6*	72	80	96	115,2	144	160
1	—	—	—	36*	45*	50*	60	72	90	100	120	144	180	200
1,25	—	—	37,5*	45*	56,2*	62,5	75	90	112,5	125	150	180	—	—
1,5	—	36*	45*	54*	67,5	75	90	108	135	150	180	—	—	—
2	40*	48*	60	72	90	100	120	144	180	—	—	—	—	
2,5	50*	60	75	90	112,5	125	150	180	—	—	—	—	—	

5. Храповик переключения (число зубьев z от 12 до 30)

$t = \pi m$ — шаг в мм;
$2R = mz$ — диаметр начальной окружности в мм;
$h = m$ — высота зуба.

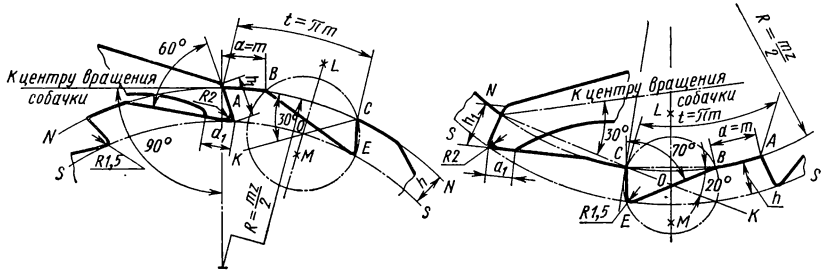


Модуль	20	22	24	26	30	36	42
a_1	14	15	16	17	19	21	24

Построение профиля. Разделить внешнюю окружность NN на число z — равных частей ($AA = t$), через точки деления провести радиусы и построить угол $\beta = 4°$. В точке C пересечения образующей угла β с окружностью SS, ограничивающей впадины зубьев, построить угол $A_1CB = 80°$ искомого профиля.

6. Остановочные храповики с наружным и внутренним зацеплениями
(число зубьев z от 8 до 30)

t — шаг в *мм*;
$2R = mz$ — диаметр начальной окружности в *мм*;
$h = 0{,}75m$ — высота зуба;
$a = m$ — длина хорды AB.



Размеры в *мм*

Параметры		Модуль m											
		6	8	10	12	14	16	18	20		24	26	30
Храповика	t	18,85	25,13	31,42	37.70	43,98	50,27	56,55	62,83	69,12	75.40	81.68	94,45
	h	4,5	6	7,5	9	10,5	12	13,5	15	16,5	18	19,5	22,5
Собачки	h_1	6	8	10	12	14	14	16	18	20	20	22	25
	a_1	4	4	6	6	8	8	12	12	14	14	14	16

Построение профилей наружного и внутреннего зацеплений (в скобках дана величина углов при внутреннем зацеплении). Описывают начальную окружность NN и окружность оснований зубьев SS. Окружность NN делят шагом t на равные части. От любой точки деления откладывают хорду $AB = a$. На хорде BC при точке C строят угол в 30° (20°). В середине хорды BC восстанавливают перпендикуляр LM до пересечения в точке O со стороной угла CK. Из точки O радиусом OC описывают окружность. Точка E пересечения этой окружности с окружностью SS есть вершина угла в 60°\(70°).

Расчет храповиков

В качестве исходных данных необходимо знать требуемый угол поворота храпового колеса $\alpha°$ и передаваемый крутящий момент на валу храпового колеса в *кГ·см*.

Предварительное число зубьев храпового колеса $z_{пр} = \dfrac{360°}{\alpha}$; принимают $z = 8 \div 48$, предпочтительно $z = 12 \div 20$.

Фактический угол поворота храпового колеса (на один зуб)

$$\alpha = \frac{360}{z}.$$

Модуль храпового колеса в *см*:
для наружного зацепления

$$m = 1{,}75 \sqrt[3]{\frac{M_к}{z\psi\,[\sigma_и]}};$$

для внутреннего зацепления

$$m = 1{,}1 \sqrt[3]{\frac{M_к}{z\psi\,[\sigma_и]}}.$$

Расчетный модуль округляют до нормального.

Проверку на линейное удельное давление производят по формуле

$$\frac{2M_к}{mzb} \leqslant q.$$

В последних трех формулах

$$\psi = \frac{b}{m},$$

где b — ширина зуба в *см*; $[\sigma_u]$ — допускаемое напряжение на изгиб для материала колеса в *кГ/см²*; q — допускаемое удельное давление на единицу длины зуба в *кГ/см*. Ширина собачки $b_1 \leqslant b$.

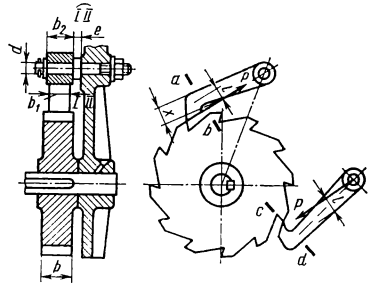


Рис. 4

Значения ψ, q и $[\sigma_u]$ для различных материалов храповых колес приведены в табл. 7.

7. Значения ψ, q и $[\sigma_u]$

Материал храпового колеса	Отношение ширины колеса к модулю ψ	Допускаемое линейное удельное давление q в *кГ/см*	Допускаемое напряжение изгиба $[\sigma_u]$ в *кГ/см²*
Чугунное литье СЧ 18-36; СЧ 15-32	1,5—6,0	150	300
Стальное литье марок Л35 и Л45	1,5—4,0	300	800
Поковка из стали Ст3	1,0—2,0	350	1000
Поковка из стали 45	1,0—2,0	400	1200

Храповые колеса и их собачки изготовляют закаленными и цементованными с закалкой.

Напряжение в опасном сечении a — b или c — d собачки (рис. 4)

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} + \frac{P}{F} \leqslant [\sigma_u],$$

где

$$P = \frac{2M_к}{mz}; \quad M_u = Pl;$$

$$W = \frac{b_1 x^2}{6}; \quad F = b_1 x.$$

Диаметр оси собачки: в сечении I — I

$$d = \sqrt[3]{\frac{P}{0{,}1\,[\sigma_u]} \cdot \frac{b_2}{2}};$$

в сечении II—II

$$d = \sqrt[3]{\frac{P}{0{,}1\,[\sigma_u]} \left(\frac{b_2}{2} + e \right)},$$

где для оси собачки из стали Ст5 или стали 45 $[\sigma_u] \leqslant 500$ *кГ/см²*.

ГЛАВА VII

РАЗЪЕМНЫЕ И НЕРАЗЪЕМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

ВИНТОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Ненапряженные соединения

(без предварительной затяжки, рис. I)

Напряжения возникают после приложения рабочей нагрузки. Ненапряженные болты работают только на растяжение или сжатие.

Уравнение прочности болта

$$\frac{\pi d_1^2}{4}[\sigma_p] = P,$$

откуда

$$d_1 = \sqrt{\frac{4P}{\pi[\sigma_p]}},$$

где P — сила, действующая вдоль оси болта, в $кГ$; d_1 — внутренний диаметр резьбы в $см$; $[\sigma_p]$ — допускаемое напряжение при растяжении (сжатии) в $кГ/см^2$.

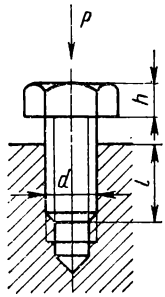


Рис. 1

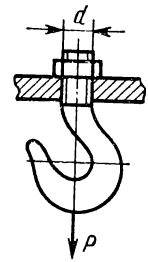


Рис. 2

Пример. Определить диаметр нарезанной части хвостовика грузового крюка (рис. 2) для силы $P = 10$ $т$. Гайку завертывают, но не затягивают.

$$d_1 = \sqrt{\frac{4P}{\pi[\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{5 \cdot 10000}{3{,}14 \cdot 950}} \approx 3{,}6 \text{ } см = 36 \text{ } мм.$$

Принимаем резьбу с наружным диаметром d = М42. Величина $[\sigma_p]$ взята для стали 35 по II случаю нагрузки (см. кн. 1 стр. 9).

Напряженные соединения
(с предварительной затяжкой, рис. 3)

При затяжке гаек (табл. 1) в болтах возникают значительные растягивающие усилия и усилия скручивания.

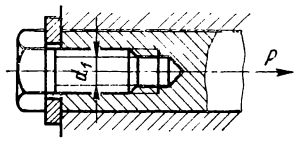


Рис. 3

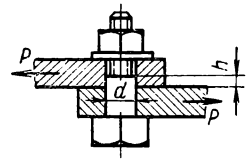


Рис. 4

Упрощенно болты в напряженных соединениях рассчитывают только на растяжение, скручивание же учитывают увеличением растягивающей силы P на 25—35%.

1. Допускаемые постоянные нагрузки и моменты затяжки для болтов с метрической резьбой из стали 35

Номинальный диаметр резьбы в *мм*		6	8	10	12	14	16	18	20	22	24		30	36
Нагрузка в *кГ*	А	120	500	380	580	850	1200	1600	2400	3200	4000	5 300	7 400	11 000
	Б	220	900	1500	2100	3000	4000	5000	6500	8000	9500	12 000	15 000	22 000
Момент затяжки в *кГ·см*		30	86	170	300	480	770	1000	1500	2100	2600	3 800	5 200	9 200

А — неконтролируемая затяжка, нагрузка без учета усилия затяжки;
Б — контролируемая затяжка, точный учет нагрузок, включая усилие затяжки.
Момент затяжки соответствует напряжению $\sigma_{зат} \approx 0{,}4\sigma_T$.

Болты с поперечной нагрузкой

Б о л т т о ч е н ы й, поставлен без зазора (плотно, с небольшим натягом, рис. 4). Болт работает на срез и смятие.

На срез болт рассчитывают по формуле

$$\frac{\pi d^2}{4}[\tau_{ср}] \geqslant P,$$

откуда

$$d = \sqrt{\frac{4P}{\pi[\tau_{ср}]}}\ см,$$

где P — сила, действующая поперек болта, в *кГ*; $[\tau_{ср}]$ — допускаемое напряжение на срез в $кГ/см^2$ (см. кн. 1, стр. 9); часто принимают $[\tau_{ср}] = (0{,}2 \div 0{,}3)\,\sigma_T$ (σ_T — предел текучести).

На смятие болт рассчитывают по формуле

$$dh[\sigma_{см}] \geqslant P,$$

откуда

$$h \geqslant \frac{P}{d[\sigma_{см}]},$$

где h — высота участка смятия в *см*; $[\sigma_{см}]$ — допускаемое напряжение на смятие в $кГ/см^2$.

Болт конусный (рис. 5). Конусной формой устраняется зазор. Такой болт рассчитывают как точеный.

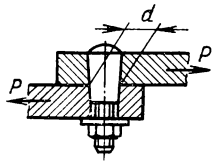


Рис. 5

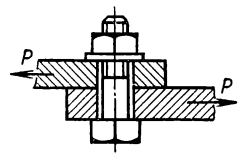


Рис. 6

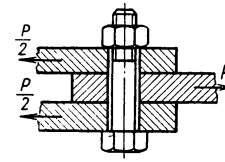


Рис. 7

Болт с зазором (рис. 6). В этом случае затяжкой болта обеспечивают достаточную силу трения между стянутыми деталями для предупреждения сдвига их и перекоса болта.

Болт рассчитывают на усилие затяжки

$$Q=\frac{P}{f}=\frac{\pi d_1^2}{4}[\sigma_p],$$

где P в $кГ$; f — коэффициент трения; для сухих чугунных и стальных поверхностей $f = 0{,}15 \div 0{,}2$; d_1 — внутренний диаметр резьбы в *см*; $[\sigma_p]$ — допускаемое напряжение при растяжении в $кГ/см^2$ (см. кн. 1, стр. 9).

Для двух и более стыков (рис. 7)

$$Q=\frac{P}{fi},$$

где i — число стыков.

Разгрузочные устройства

Разгрузочные устройства (рис. 8, *а* — со шпонкой; *б* — с уступом; *в* — со штифтом; *г* — со втулкой) применяют для восприятия поперечных сил.

Болты клеммовых соединений

Клеммовые соединения (рис. 9) применяют в том случае, когда место закрепления рычага на валу непостоянно.

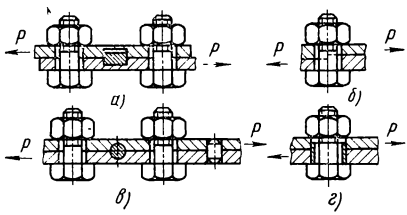


Рис. 8

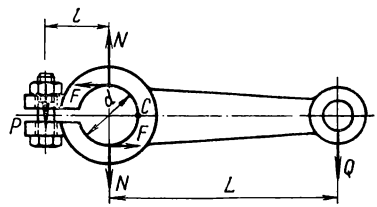


Рис. 9

Вследствие действия силы P, сжимающей клеммы и растягивающей болт, между поверхностями ступицы рычага и вала возникает сила трения, равная Nf, где N — нормальное давление между половинами ступицы, создаваемое затяжкой болта, а f — коэффициент трения.

Затяжка болтов должна быть такой, чтобы момент трения Nfd равнялся внешнему моменту QL или для надежности был бы больше, обычно на 20%, т. е.

$Nfd = 1{,}2QL$, откуда

$$N = \frac{1{,}2QL}{fd},$$

где Q — усилие на рычаге в *кГ*; L — длина рычага в *см*; d — диаметр вала в *см*.

Приближенно зависимость между силами P и N определяют, приравнивая моменты сил P и N относительно точки C:

$$P\left(l + \frac{d}{2}\right) = N\,\frac{d}{2},$$

или

$$P = \frac{1{,}2QL}{f(2l + d)},$$

где l — расстояние от оси болта до центра вала в *см*; P — усилие, сжимающее клеммы и растягивающее болт, в *кГ*.

По найденной силе P болт рассчитывают как затянутый (см. рис. 3).

Пример. Груз $Q = 30$ *кГ* закреплен на одном плече горизонтального рычага длиной $L = 500$ *мм*; другое плечо рычага l связано клеммовым соединением с валом диаметром $d = 40$ *мм*. Нагрузка статическая. Определить диаметр клеммовых болтов.

Р е ш е н и е.

Расчетная нагрузка для болта

$$P = \frac{1{,}2QL}{f(2l + d)},$$

принимают $f = 0{,}2$; $l = 4$ *см*, тогда

$$P = \frac{1{,}2 \cdot 30 \cdot 50}{0{,}2\,(2 \cdot 4 + 4)} \approx 750 \text{ кГ}.$$

Выбирают болт М16, площадь его сечения $F = 1{,}41$ *см*^{2}. Рабочее напряжение растяжения

$$\sigma_p = \frac{P}{F} = \frac{750}{1{,}41} \approx 530 \text{ кГ/см}^2,$$

что вполне допустимо.

Крепление крышек

(прочно-плотные болтовые соединения, рис. 10)

Шаг t между болтами берется в зависимости от давления p:

t в *мм* . .	$\leqslant 150$	$\leqslant 120$	$\leqslant 100$	$\leqslant 80$
p в *кГ/см*^{2}	5—15	25	50	100

Сила, открывающая крышку и растягивающая болты,

$$Q = \frac{\pi d^2}{4}\,p,$$

где D — внутренний диаметр сосуда в *см*; p — давление газа, пара или жидкости в сосуде в *кГ/см*^{2}.

Сила, передаваемая одному болту,

$$Q_2 = \frac{Q}{i},$$

где i — количество болтов.

Расчетная нагрузка болта

$$P = Q_1 + \beta Q_2,$$

где β — коэффициент, зависящий от упругих свойств входящих в соединение частей; Q_1 — усилие затяжки одного болта в *кГ*.

Практически можно считать $Q_1 = Q_2$, тогда

$$P = Q_2 (1 + \beta).$$

Ориентировочно коэффициент β принимают для прокладки из резины — 0,75; из картона или асбеста — 0,55; из мягкой меди — 0,35.

Если упругие свойства скрепленных деталей неизвестны и не требуется высокой точности расчета, то для надежности принимают $P = 2Q_2$ и болты рассчитывают по уравнению

$$\sigma_p = \frac{2Q_2}{i\,\frac{\pi d_1^2}{4}},$$

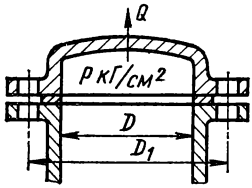


Рис. 10

где d_1 — внутренний диаметр резьбы болта в *см*; $[\sigma_p]$ — допускаемое напряжение при растяжении в *кГ/см²*.

Примечание. Болты с диаметром $d \leqslant 12$ *мм*, затягиваемые вручную, при рабочем усилии на ключе $P_p = 30 \div 40$ *кГ* могут разорваться. Поэтому в ответственных соединениях органы технического надзора не разрешают устанавливать болты диаметром меньше 16 *мм*.

Пример. Крышка цилиндра высокого давления привернута 12 шпильками. Определить их диаметр, если максимальное давление пара в цилиндре $p = 12$ *кГ/см²*, а внутренний диаметр цилиндра $D = 200$ *мм*.

Решение.

Сила, открывающая крышку,

$$Q = \frac{\pi D^2}{4}\, p = \frac{3{,}14 \cdot 20^2}{4}\, 12 \approx 3770 \text{ кГ}.$$

Принимают для надежности расчетную нагрузку $P = 2Q$; тогда

$$2Q \leqslant F\,[\sigma_p]\, i,$$

где F — площадь сечения шпильки по внутреннему диаметру резьбы в *см²*; i — количество шпилек.

Определяют $[\sigma_p]$:

$$F\,[\sigma_p] = \frac{2 \cdot 3770}{12} \approx 630;$$

$$[\sigma_p] = \frac{630}{F};$$

если берется шпилька М16, то ее сечение $F = 1{,}41$ *см²*, следовательно,

$$[\sigma_p] = \frac{630}{1{,}41} \approx 450 \text{ кГ/см}^2,$$

что вполне допустимо.

Крепление стыков
(упрощенный расчет)

Кронштейн (рис. 11) скреплен со стеной двумя болтами, при этом на него действуют следующие силы:

Q — внешняя нагрузка (или ее составляющие H и N) в *кГ*; P — сила затяжки болтов в *кГ*; R — сила реакции стены в *кГ*, определяемая по формуле,

$$R = \sigma_{см} F,$$

где $\sigma_{см}$ — напряжение смятия опоры от затягивания болтов силой $2P$ в *кГ/см²*; допускаемое напряжение на смятие $[\sigma_{см}]$ для кирпичной кладки принимают

8—12 *кГ/см*², для дерева 12—20 *кГ/см*²; для чугуна и стали 1200—1800 *кГ/см*²; F — опорная площадь плиты в *см*².

Точка приложения силы R находится от нижнего края плиты на расстоянии $\frac{1}{3}h$, где h — высота плиты в *см*.

Используя условие равновесия, взяв за центр моментов точку пересечения оси нижнего болта со стеной, получим

$$Hb+Na+Re-Pk=0.$$

Из уравнения находят силу P затяжки болта, по которой определяют его диаметр. Допускаемое напряжение $[\sigma_p]$ (см. кн. 1, стр. 9).

Полученное значение силы P необходимо проверить на скольжение кронштейна по стене:

$$f(2P-H)\geqslant N,$$

т. е. вследствие затяжки болтов должна возникнуть сила трения $2Pf$, которая предотвратила бы скольжение кронштейна по стене под действием сдвигающей

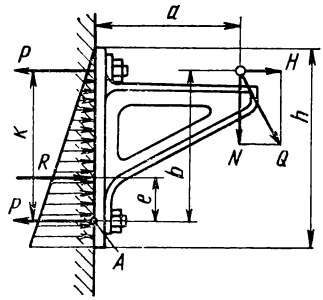


Рис. 11

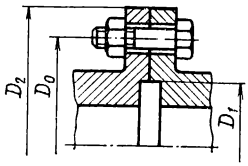


Рис. 12

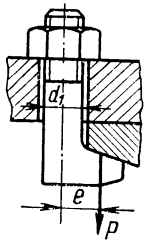


Рис. 13

силы N. Коэффициент трения f можно принять для чугуна по кирпичной кладке 0,4—0,45; для чугуна по дереву 0,4—0,45 и для чугуна по чугуну 0,18—0,2.

Кольцевая форма стыка
(рис. 12)

Усилие затяжки болта, поставленного в отверстие с зазором,

$$Q=\frac{3M_к(D_2^2-D_1^2)}{zf(D_2^3-D_1^3)}$$

или при небольшой, сравнительно с D_0, ширине кольцевой поверхности стыка

$$Q=\frac{2M_к}{zfD_0},$$

где $M_к$ — крутящий момент; z — число болтов; f — коэффициент трения.

При соединении точеными болтами без зазоров момент трения, вызванный затяжкой, в расчет не принимают или принимают только 25—35% его величины. Поперечная нагрузка, приходящаяся на каждый болт,

$$Q=\frac{2M_к}{zD_0}.$$

Болт рассчитывают на срез и смятие по диаметру точеного стержня.

Болты с эксцентричной нагрузкой
(рис. 13)

Под действием растягивающего усилия P в болте возникают напряжения растяжения и изгиба:

$$\sigma_{сум}=\sigma_р+\sigma_{из}=\frac{P}{\frac{\pi d_1^2}{4}}+\frac{Pe}{\frac{\pi d_1^3}{32}}=\frac{4P}{\pi d_1^2}\left(1+8\,\frac{e}{d_1}\right),$$

где $\sigma_{сум}$ — суммарное напряжение при растяжении и изгибе в $кГ/см^2$; $\sigma_р$ — рабочее напряжение при растяжении в $кГ/см^2$; $\sigma_{из}$ — рабочее напряжение при изгибе в $кГ/см^2$; e — расстояние от точки приложения усилия P до оси болта в $см$; d_1 — внутренний диаметр резьбы в $см$.

Даже при сравнительно малой величине e напряжения изгиба в болте могут во много раз превосходить напряжения растяжения, что потребует значительного увеличения диаметра резьбы. Поэтому болты с эксцентричной нагрузкой следует применять только при особой необходимости.

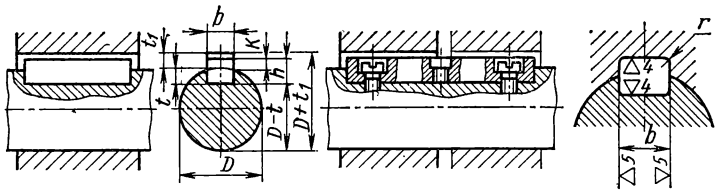
ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Призматические шпонки

2. Размеры сечений шпонок и пазов

(по ГОСТу 8788 — 68)

Размеры в *мм*



Диаметр вала D	Размеры сечений шпонок		Глубина		Радиус закругления пазов r	
			Вал	Втулка		
	b	h	t	t_1	наим.	наиб.
От 6 до 8	2	2	1,2	1,0	0,08	0,16
Св. 8 » 10	3	3	1,8	1,4		
» 10 » 12	4	4	2,5	1,8		
Св. 12 до 17	5	5	3	2,3	0,16	0,25
» 17 » 22	6	6	3,5	2,8		
» 22 » 30	7; 8	7	4	3,3		
Св. 30 до 38	10	8	5	3,3	0,25	0,4
» 38 » 44	12	8		3,3		
» 44 » 50	14	9	5,5	3,8		
» 50 » 58	16	10	6	4,3		
» 58 » 65	18	11	7	4,4		
Св. 65 до 75	20	12	7,5	4,9	0,4	0,6
» 75 » 85	22	14	9	5,4		
» 85 » 95	24; 25	14	9	5,4		
» 95 » 110	28	16	10	6,4		

ГОСТ 8788—68 предусматривает сечение шпонок и пазов для валов D до 500 *мм*

Допускается при условии сохранения взаимозаменяемости соединений в станкостроении для деталей, находящихся внутри машин, применение пазов с глубинами t и t_1, отличными от указанных в таблице.

Размеры призматических шпонок — по ГОСТу 8789—68.

Размеры призматических направляющих шпонок — по ГОСТу 8790—68.

Отклонения размеров шпонок и пазов по ГОСТу 7227—58.

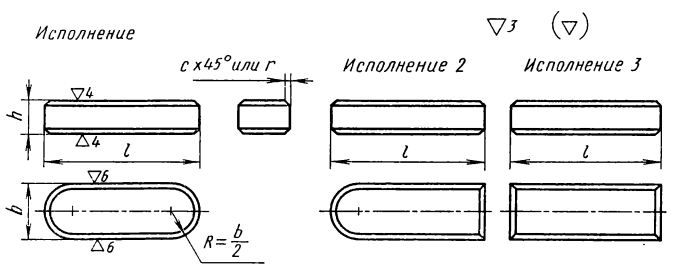
Допускается в технически обоснованных случаях (пустотелые и ступенчатые валы, передача пониженных крутящих моментов и т. п.) применять меньшие размеры сечений стандартных шпонок на валах больших диаметров, за исключением выходных концов валов.

В зависимости от принятой базы обработки и измерения на рабочих чертежах указываются размеры: $(D+t_1)$ — для втулки, t (предпочтительный вариант) или $(D-t)$ — для вала

3. Призматические шпонки

(по ГОСТу 8789—68)

Размеры в *мм*



Размеры пазов для шпонок — по ГОСТу 8788—68.

Отклонения размеров шпонок — по ГОСТу 7227—58.

Допускается применение длин шпонок, выходящих за пределы, указанные в таблице.

Например, для шпонок сечением 2×2 *мм* допускается длины меньше 6 и больше 20 *мм*.

b		3			6	7	8	10	12	14	16	18	20	22	24; 25	28
h	2	3	4	5	6	7		8	8	9	10	11	12	14	14	16
c или *r*	0,16—0,25			0.25—0.40				0.40—0.60					0.60—0.80			
	6—20	6—36	8—45	10—56	14—70	16—63	18—90	22—110	28—140	36—160	45—226	50—180	56—180	63—180	70—180	80—180

* Размер *l* в указанных пределах брать из ряда: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180.

ГОСТ 8789—68 предусматривает шпонки шириной *b* до 100 *мм* и длиной до 500 *мм*.

Материал: сталь чистотянутая для шпонок по ГОСТу 8787—68. Допускается применение другой стали с временным сопротивлением разрыву не ниже 60 *кГ/мм²*.

Пример обозначения шпонки исполнения 1, размерами $b = 18$ *мм*, $h = 11$ *мм*, $l = 100$ *мм*:

Шпонка 18×11×100 ГОСТ 8789—68

То же, исполнения 2:

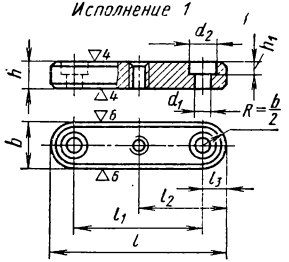
Шпонка 2 — 18×11×100 ГОСТ 8789—68

4. Призматические направляющие шпонки с креплением на валу

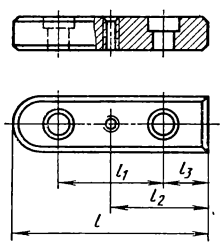
(по ГОСТу 8790—68)

Размеры в *мм*

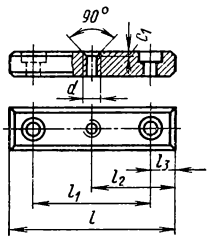
Исполнение 1

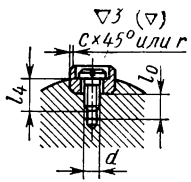


Исполнение 2



Исполнение 3





b	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28
h	7	8	8	9	10	11	12	14	14	16
h_1	2,5		3,2	4	4,5			5,5		
d	M3		M4	M5	M6			M8		
d_1	3,4				6,6			9		
d_2	6			9,5	11			14		
c или r	0.25—0.40	0.4—0.6					0.6—0.8			

c_1				0,3		0.5							
l_0					8	10		11			16		
Винт $d \times l_4$				M3×8	M3×10	M4×10	M5×12	M6×14			M8×20		
l	l_1	l_2	l_3	Масса 1000 шпонок исполнения 3 в *кг*									
25	13	12	6	8.6	13,1								
28	14	14	7	9.9	15.0	16.5							
32	16	16	8	11,7	17.5	20.6							
36	18	18	9	13,4	20.0	23,1	27,6						
40	20	20	10	15,2	22.5	26,2	32.0						
45	23	22	11	17,4	25,6	29,9	37,1						
								44,4					
50	26	25	12	19.6	28,8	33,7	41.9	51,1	64,4				
56	30	28	13	22,2	32,5	38.4	47,7	58.1	74,5	93,1			
63	35	32	14	25.2	36.9	43,3	54,3	66.9	84,7	104,9	124,9		
70	40	35	15	28,4	41,4	48,8	61.6	76.2	96,3	119	141,7	164.8	
80	48	40	16	32.6	47.6	56.3	71,5	88,8	112	137	165,7	192.1	253
90	54	45	18	37,0	52,9	63,9	81,4	101	127	156	189,7	219,4	288
100	60	50	20		60.1	71,4	91,4	114	143	175	213,7	246,7	323
110	66	55	22		66,3	78.9	101	126	158	194	237,7	274,0	358
125	75	62	25			89,2	116	145	181	222	273,8	314,9	310
140	80	70	30			100,4	131	164	205	250	309,8	355.9	464
160	90	80	35				149	189	236	288	357,8	410,5	534
180	100	90	40					214	267	326	405.8	475.1	604
200	110	100	45						298	364	453,9	519.7	675
Уменьшение массы для исполнения			1	0,76	1,35	1,94	2.97	4,31	6,00	8,09	11,2	15,1	21
			2	0,38	0.67	0.97	1,48	2,15	3,00	4,04	5,6	7,5	10.5

ГОСТ 8790—68 предусматривает шпонки длиной l до 450 *мм* и шириной b св. 28 *мм*.

Материал: сталь чистотянутая для шпонок по ГОСТу 8787—68. Допускается применение другой стали с временным сопротивлением разрыву не ниже 60 *кГ/мм²*.

Размеры пазов для шпонок — по ГОСТу 8788—68, на стр. 304.

Отклонения размеров шпонок — по ГОСТу 7227—58, на стр. 304.

Винты — по ГОСТу 1491—72.

Пример обозначения шпонки исполнения 1, размером $b = 18$ *мм*, $h = 11$ *мм*, $l = 100$ *мм*:

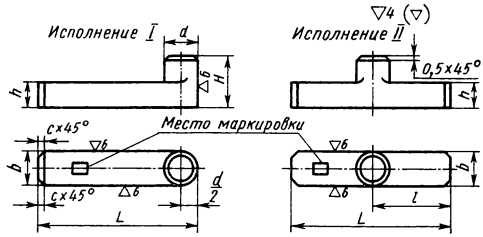
Шпонка 18×11×100 ГОСТ 8790—68

То же, исполнения 2:

Шпонка 2 — 18×11×100 ГОСТ 8790—68

5. Призматические скользящие шпонки
(по нормали машиностроения МН 372—60)

Размеры в *мм*



Допуски и посадки шпоночных соединений — по ГОСТу 7227—58.

Отклонения свободных размеров — по 7-му классу точности ОСТа 1010.

Шпонку оксидировать или фосфатировать.

Обозначение изделия	Диаметр вала D	Исполнение	b (отклонения по B_3)	h (отклонения по B_4)	d (отклонения по C_6)	L	H	l		Масса в *кг*
7031-0151	Св. 10 до 14	I	4	4	4	8	8	2,0	0.3	0,001
7031-0152		II				8		4,0		
7031-0153		I				12		2,0		0,002
7031-0154		II				12		6,0		
7031-0155		I				16		2.0		0,002
7031-0156		II				16		8,0		
7031-0157		I				20		2.0		0,003
7031-0158		II				20		10.0		
7031-0159		I				25		2.0		0,003
7031-0160		II				25		12,5		
7031-0161		I				32		2.0		0,004
7031-0162		II				32		16,0		
7031-0163	Св. 14 до 18	I			5	12	10	2,5	0,4	0,002
7031-0164		II				12		6,0		
7031-0165		I				16		2,5		0,003
7031-0166		II				16		8,0		
7031-0167		I				20		2,5		0,004
7031-0168		II				20		10,0		
7031-0169		I				25		2,5		0,005
7031-0170		II				25		12,5		
7031-0171		I				32		2,5		0,006
7031-0172		II				32		16,0		
7031-0173		I				40		2,5		0,008
7031-0174		II				40		20,0		

Продолжение табл. 5

Обозначение изделия	Диаметр вала D	Исполнение	b (отклонения по B_3)	h (отклонения по B_4)	d (отклонения по C_6)	L	H	l		Масса в *кг*
7031-0175	Св. 18 до 24	I	6	6	6	16	12	3,0	0,6	0,005
7031-0176		II				16		8,0		
7031-0177		I				20		3,0		0,006
7031-0178		II				20		10,0		
7031-0179		I				25		3,0		0,008
7031-0180		II				25		12,5		
7031-0181		I				32		3,0		0,010
7031-0182		II				32		16,0		
7031-0183		I				40		3,0		0,011
7031-0184		II				40		20.0		
7031-0185	Св. 24 до 30	I	8	7	8	20	14	4,0	0.6	0,012
7031-0186		II				20		10,0		
7031-0187		I				25		4,0		0,014
7031-0188		II				25		12,5		
7031-0189		I				32		4,0		0,017
7031-0190		II				32		16,0		
7031-0191		I				40		4,0		0,020
7031-0192		II				40		20,0		
7031-0193		I				50		4.0		0,025
7031-0194		II				50		25,0		
7031-0195		I				63		4.0		0,030
7031-0196		II				63		31.5		
7031-0197	Св. 30 до 36	I	10	8	10	25	16	5,0	0.7	0.020
7031-0198		II				25		12,5		
7031-0199		I				32		5,0		0,025
7031-0200		II				32		16,0		
7031-0201		I				40		5.0		0,030
7031-0202		II				40		20,0		
7031-0203		I				50		5,0		0,036
7031-0204		II				50		25,0		
7031-0205		I				63		5,0		0,044
7031-0206		II				63		31,5		
7031-0207		I				80		5.0		0,055
7031-0208		II				80		40.0		

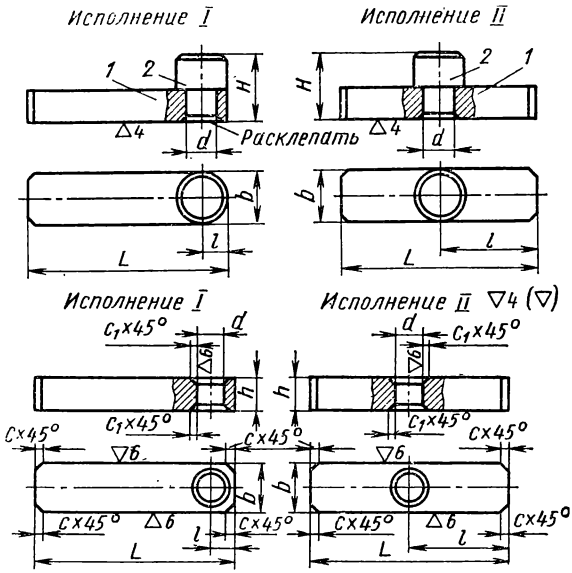
Материал: сталь 45, твердостью *HRC* 30—35.

Пример обозначения призматической скользящей шпонки с размерами $b = 10$ *мм* и $L = 50$ *мм*, исполнения 1:

Шпонка 7031-0203 МН 372—60

6. Призматические скользящие сборные шпонки
(по ГОСТу 12208—66)

Размеры в мм



Допуски и посадки шпоночных соединений по ГОСТу 7227—58.

Предельные отклонения размеров, не ограниченных допусками: охватывающих по A_7, охватываемых по B_7, прочих $\pm\frac{1}{2}(A_7 = B_7)$.

Покрытие—Хим. Окс. прм. по ГОСТу 9791—68.

Обозначение изделия		Диаметр вала D	d (отклонение по A_{2a})	L	H	b (отклонение по B_3)	h (отклонение по B_3)		c_1	Масса в сборе в кг
Исполнение I	Исполнение II									
7031-0251	7031-0252	Св. 36 до 42	6	32	16	12	8	0.8	1,0	0.032
7031-0253	7031-0254			40						0.037
7031-0255	7031-0256			50						0.045
7031-0257	7031-0258			63						0.054
7031-0259	7031-0260			80						0.068
7031-0261	7031-0262			100						0,082
7031-0263	7031-0264	Св. 42 до 48	8	40	18	14	9	0,8	1,0	0.01
7031-0265	7031-0266			50						0.01
7031-0267	7031-0268			63						0.04
7031-0269	7031-0270			80						0.08
7031-0271	7031-0272			100						0.10
7031-0273	7031-0274			125						0.15
7031-0275	7031-0276	Св. 48 до 55	10	50	20	16	10	1,0	1,6	0.079
7031-0277	7031-0278			63						0,095
7031-0279	7031-0280			80						0.116
7031-0281	7031-0282			100						0.141
7031-0283	7031-0284			125						0.177
7031-0285	7031-0286			160						0,217
7031-0287	7031-0288	Св. 55 до 65	12	50	22	18	11	1,0	1,6	0,100
7031-0289	7031-0290			63						0,120
7031-0291	7031-0292			80						0,147
7031-0293	7031-0294			100						0.178
7031-0295	7031-0296			125						0,217
7031-0297	7031-0298			160						0.271

Продолжение табл. 6

Обозначение изделия		Диаметр вала D	d (отклонение по A_{2a})	L	H	b (отклонение по B_3)	h (отклонение по B_3)			Масса в сборе в *кг*
Исполнение I	Исполнение II									
7031-0299	7031-0300	Св. 65 до 75	12	63	24	20	12	1,6	2,0	0,148
7031-0301	7031-0302			80						0,180
7031-0303	7031-0304			100						0,218
7031-0305	7031-0306			125						0,265
7031-0307	7031-0308			160						0,331
7031-0309	7031-0310			200						0,406
7031-0311	7031-0312	Св. 75 до 90	16	80	28	24	14	1,6	2,0	0,261
7031-0313	7031-0314			100						0,313
7031-0315	7031-0316			125						0.380
7031-0317	7031-0318			160						0.472
7031-0319	7031-0320			200						0,578
7031-0321	7031-0322	Св. 90 до 105	20	100	32	28	16	2,0	2,5	0,428
7031-0323	7031-0324			125						0,517
7031-0325	7031-0326			160						0,639
7031-0327	7031-0328			200						0,780
7031-0329	7031-0330			250						0,955

ГОСТ 12208—66 предусматривает шпонку с $b = 10$; 32 и 36 *мм*.

Материал шпонки: сталь 45, твердость *HRC* 30—35.

Пример обозначения призматической скользящей сборной шпонки с размерами $b = 12$ *мм* и $L = 50$ *мм* исполнения 1:

Шпонка 7031-0255 ГОСТ 12208—66

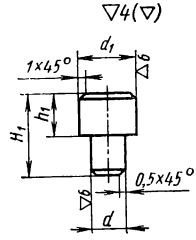
В обозначение шпонки *1* добавляется цифра 1, например, 7031-0251/1; 7031-0253/1; 7031-0255/1 и т. д.

Пример обозначения шпонки *1* с размерами $d = 6$ *мм* и $L = 50$ *мм* исполнения I:

Шпонка 7031-0255/1 ГОСТ 12208—66

7. Палец *2*

Размеры в *мм*



Обозначение детали	d (отклонение по $Пр1_{2a}$)	d_1 (отклонение по C_5)	H_1	h_1	Масса в *кг*
7031-0251/002	6	12	16	8	0,009
7031-0263/002	8	14	18	9	0,015
7031-0275/002	10	16	20	10	0,022
7031-0287/002	12	18	22	11	0,032
7031-0299/002	12	20	24	12	0.040
7031-0311/002	16	24	28	14	0,072
7031-0321/002	20	28	32	16	0,117

Материал пальцев: сталь 45, твердостью *HRC* 28—32.

Покрытие — Хим. Окс. прм. по ГОСТу 9791—68.

Смещение оси диаметра d_1 относительно номинального расположения не более 0,06 *мм*.

Предельные отклонения размеров, не ограниченных допусками: охватывающих по A_7, охватываемых по B_7, прочих $\pm \frac{1}{2}$ $(A_7 = B_7)$.

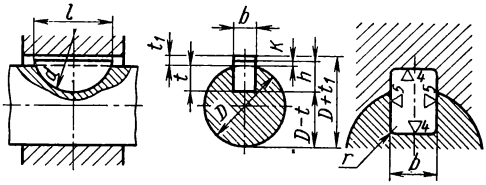
Пример обозначения пальца с размерами $d_1 = 12$ *мм*:

Палец 7031-0251/002 ГОСТ 12208—66

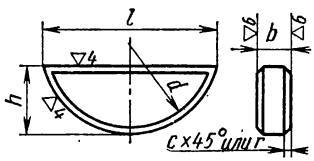
Сегментные шпонки

8. Размеры шпонок и пазов в *мм*

Размеры пазов по ГОСТу 8794—68



Размеры шпонок по ГОСТу 8795—68



Диаметр вала D для шпонок		Размеры шпонок						Масса в *кг*	Глубина паза		Радиус закругления пазов r	
передающих крутящий момент	фиксирующих элементы	b	h	d	l	наим.	наиб.		Вал t	Втулка t_1	наим.	наиб.
От 3 до 4 Св. 4 » 6	Св. 6 до 8 » 8 » 10	1 1,5	1,4 2,6	4 7	3,8 6,8	0,05	0,08	0,031 0,152	1 2	0,6 0,8	—	0,05
Св. 6 до 8	Св. 10 до 12	2 2 2,5	2,6 3,7 3,7	7 10 10	6,8 9,7 9,7	0,16	0,25	0,204 0,414 0,510	1,8 2,9 2,9	1,0	0,08	0,16
Св. 8 до 10	Св. 12 до 17	3	3,7 5 6,5	10 13 16	9,7 12,6 15,7			0,612 1,05 1,60	2,5 3,8 5,3	1,4		
Св. 10 до 12	Св. 17 до 22	4	5 6,5 7,5 9	13 16 19 22	12,6 15,7 18,6 21,6			1,40 2,12 3,24 4,10	3,5 5 6 7,5	1,8		
Св. 12 до 17	Св. 22 до 30	5	6,5 7,5 9 10	16 19 22 25	15,7 18,6 21,6 24,5	0,25	0,4	2,68 4,04 5,66 6,90	4,5 5,5 7 8	2,3	0,16	0,25
Св. 17 до 22	Св. 30 до 38	6	9 10 11 13	22 25 28 32	21,6 24,5 27,3 31,4			6,78 8,48 10,3 14,5	6,5 7,5 8,5 10,5	2,8		
Св. 22 до 30	Св. 38 до 44	8	11 13 15	28 32 38	27,3 31,4 37,1			13,8 19,3 25,4	8 10 12	3,3		
Св. 30 до 38	Св. 44 до 50	10	13 15 16 17	32 38 45 55	31,4 37,1 43,1 50,8	0,4	0,6	24,1 32,3 39,5 45,2	10 12 13 14	3,3	0,25	0,4
Св. 38 до 44	Св. 50 до 58	12	19	65	59,1			62,1	16	3,3		

Материал: сталь чистотянутая для сегментных шпонок по ГОСТу 8786—68. Допускается применение другой стали с временным сопротивлением разрыву не ниже 60 *кГ/мм²*.

Отклонения размеров шпонок и пазов — по ГОСТу 7227—58.

Допускается в технически обоснованных случаях (пустотелые и ступенчатые валы, передача пониженных крутящих моментов и т. п.) применять меньшие размеры сечений стандартных шпонок на валах больших диаметров, за исключением выходных концов валов.

Допускается на шпонке притупление острого угла фаской или радиусом до $0{,}1b$.

В зависимости от принятой базы обработки и измерения на рабочих чертежах указываются размеры: $d+t_1$ для втулки; t (предпочтительный вариант) или $d-t$ для вала.

Пример обозначения сегментной шпонки размерами $b=6$; $h=10$ *мм*:

Шпонка сегм. 6×10 ГОСТ 8795—68

Выбор шпонок для ступенчатых валов [1]

На участке между серединами шпонок (рис. 14) передается постоянный крутящий момент $M_к$.

Усилия P_1 и P_2, действующие на шпонки и приложенные на плече, равном радиусу соответствующей ступени вала, составляют

$$P_1=\frac{2M_к}{D_1} \quad \text{и} \quad P_2=\frac{2M_к}{D_2};$$

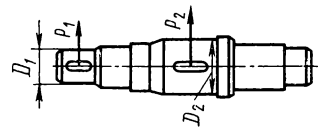


Рис. 14

$D_2 > D_1$, значит, шпонка ступени D_2 нагружена меньше шпонки ступени D_1. По соображениям прочности и работоспособности шпоночных соединений нет оснований к назначению для ступени D_2 шпонки большей, чем для ступени D_1. Наоборот, чем больше диаметр ступени ступенчатого вала, тем меньшим для нее может быть сечение шпонки.

Наличие на одном валу шпоночных пазов, одинаковых по сечению и длине, улучшает технологичность конструкции вала.

Таким образом, рекомендуется назначать одинаковые шпонки для всех ступеней вала, исходя из ступени наименьшего диаметра, имеющего шпоночный паз.

Расчет шпонок

Принятые обозначения:

$[M_{к\max}]$ — наибольший допускаемый крутящий момент в *кГ·см*;

l — рабочая длина шпонки в *см*;

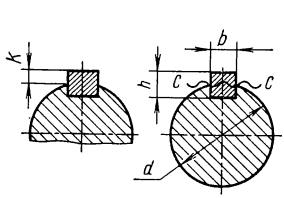


Рис. 15

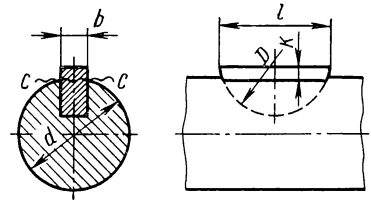


Рис. 16

d — диаметр вала в *см*;

d_1 — диаметр круглой шпонки в *см*;

b и h — ширина и толщина шпонки в *см*;

K — выступ шпонки от шпоночного паза;

$[\sigma_{см}]$ — допускаемое напряжение на смятие в *кГ/см²*;

$[\tau_{ср}]$ — допускаемое напряжение на срез в *кГ/см²*.

При расчете принимают нагружение шпонки по длине равномерным.

Шпонки рассчитывают на смятие, а в особо ответственных случаях проверяют на срез.

Призматическая шпонка (рис. 15). Рабочие грани проверяют на смятие, а сечение C — C — на срез.

Условие прочности на смятие:

$$[M_{к\max}]=0{,}5dKl\,[\sigma_{см}].$$

Условие прочности сечения C—C на срез:

$$[M_{к\max}]=0{,}5\,(d+K)\,bl\,[\tau_{ср}].$$

[1] Выбор шпонок для пустотелых валов, см. статью А. Н. Реймерса «Выбор шпонок для ступенчатых и пустотелых валов» в журнале «Стандартизация», 1963, № 3.

В случае установки двух диаметрально расположенных шпонок вводят поправочный коэффициент 0,75.

Сегментная шпонка (рис. 16). Выступающую часть шпонки проверяют на смятие, а сечение $C—C$ — на срез. Условие прочности выступающей части шпонки на смятие:

$$[M_{к\,\max}]=0{,}5dlK\,[\sigma_{см}].$$

Условие прочности сечения $C—C$ на срез:

$$[M_{к\,\max}]=0{,}5\,(D+K)\,lb\,[\tau_{ср}],$$

где $l = 0{,}95\,D$.

Торцовая шпонка (рис. 17). Это — призматическая шпонка, поставленная в плоскость стыка, например, при фланцевом соединении концов двух валов.

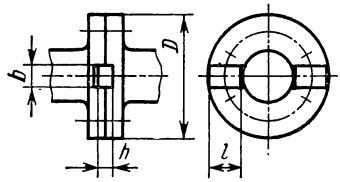


Рис. 17

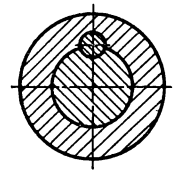


Рис. 18

Узкая грань шпонки подвергается смятию; продольное сечение шпонки, плоскость которого совпадает с плоскостью стыка валов, испытывает напряжение среза (сдвига).

Условие прочности на смятие:

$$[M_{к\,\max}]=\frac{hlD\left(1-\frac{l}{D}\right)^2}{4}.$$

Цилиндрическая шпонка (рис. 18). Диаметральное сечение проверяют на срез, боковую поверхность — на смятие.

Условие прочности диаметрального сечения на срез:

$$M_к=0{,}5dd_1l\,[\tau_{ср}].$$

Условие прочности боковой поверхности на смятие:

$$M_к\cong 0{,}2dd_1l\,[\sigma_{см}].$$

Допускаемые напряжения на смятие для шпонки обусловливаются режимами работы шпоночного соединения. При спокойном режиме принимают $[\sigma_{см}]$ до 1500 $кГ/см^2$. Широко распространены в общем машиностроении значения $[\sigma_{см}] = 600 \div 900\ кГ/см^2$ при неподвижных шпонках для сопрягаемых элементов из чугунного литья, стального литья и стали.

В машиностроении также применяют $[\sigma_{см}] \approx (0{,}3 \div 0{,}5)\,\sigma_т$ для неподвижных соединений и $[\sigma_{см}] = (0{,}1 \div 0{,}2)\,\sigma_т$, где $\sigma_т$ — предел текучести материала шпонки.

Допуски и посадки призматических и сегментных шпоночных соединений (по ГОСТу 7227—58)

Шпоночное соединение показано на рис. 19. Допуски на размеры шпонок и пазов назначают:

для высоты шпонки h — B_4 (по ОСТу 1024);

для глубины паза вала t и втулки t_1 — A_5 (по ОСТу 1015);

для длины призматической шпонки l — B_7 (по ОСТу 1010 и ГОСТу 2689—54);

для длины паза вала под призматическую шпонку — A_8 (по ОСТу 1010);
для диаметра сегментной шпонки d — B_5 (по ОСТу 1025);
для диаметра паза вала под сегментную шпонку с отклонением в плюс от номинала не более 8% диаметра шпонки.

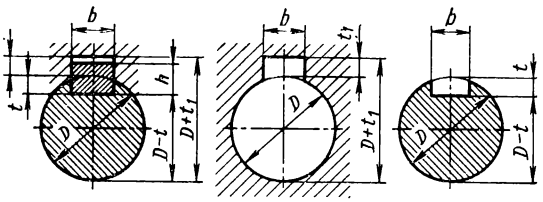


Рис. 19

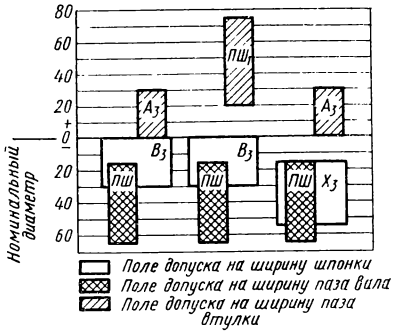


Рис. 20

Предельные отклонения на размеры шпонок и пазов на валах и втулках (ступицах) по ширине b назначают в соответствии с табл. 9 и 10.

Схема посадок при ширине шпонки $b = 10$ *мм* приведена на рис. 20.

9. Предельные отклонения размеров шпонок и пазов

Соединение	Предельные отклонения размеров			Назначение посадок
	шпонки		паза втулки	
Неподвижное напряженное по валу, скользящее во втулке	B_3	ПШ	A_3	Индивидуальное и серийное производство (общее машиностроение)
Неподвижное напряженное по валу, ходовое во втулке			$ПШ_1$	Массовое производство (автомобилестроение и т. п.)
Неподвижное плотное по валу, ходовое во втулке	X_3		A_3	Направляющие шпонки (индивидуальное, серийное и массовое производство)

10. Предельные отклонения размера b в *мк*.

Номинальная ширина шпонки и паза в *мм*	Пазы вала и втулки			
	ПШ		$ПШ_1$	
	верхн.	нижн.	верхн.	нижн.
От 1 до 3	—10	—50	+55	+10
Св. 3 » 6	—10	—57	+65	+15
» 6 » 10	—15	—65	+75	+20
» 10 » 18	—20	—75	+85	+25
» 18 » 30	—25	—90	+100	+30

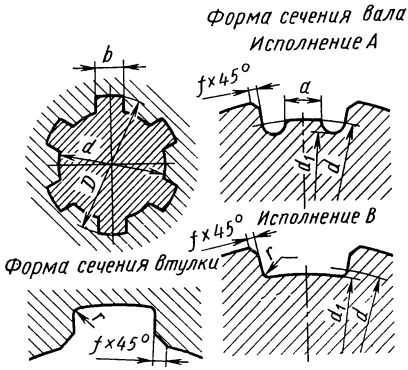
ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Прямобочные соединения

11. Размеры прямобочных соединений

(по ГОСТу 1139—58)

Размеры в *мм*



Легкая серия: размер a дан для валов в исполнении A при изготовлении методом обкатывания.

Размер r вала в исполнении B дан для случаев, когда вал изготовляют не методом обкатывания.

Средняя серия: размер a дан для валов в исполнении A при изготовлении методом обкатывания.

Тяжелая серия: валы в исполнении A методом обкатывания не изготовляют.

Фаска у пазов отверстия втулки может быть заменена закруглением, радиус которого равен величине f.

Номинальный размер $z \times d \times D$	b	d_1, не менее	a, не менее	f	r, не более
		Легкая серия			
6×23×26	6	22,1	3,54	$0{,}3^{+0{,}2}$	0,2
6×26×30	6	24,6	3,85	$0{,}3^{+0{,}2}$	0,2
6×28×32	7	26,7	4,03	$0{,}3^{+0{,}2}$	0,2
8×32×36	6	30,4	2,71	$0{,}4^{+0{,}2}$	0,3
8×36×40	7	34,5	3,46	$0{,}4^{+0{,}2}$	0,3
8×42×46	8	40,4	5,03	$0{,}4^{+0{,}2}$	0,3
8×46×50	9	44,6	5,75	$0{,}4^{+0{,}2}$	0,3
8×52×58	10	49,7	4,89	$0{,}5^{+0{,}3}$	0,5
8×56×62	10	53,6	6,38	$0{,}5^{+0{,}3}$	0,5
8×62×68	12	59,8	7,31	$0{,}5^{+0{,}3}$	0,5
10×72×78	12	69,6	5,45	$0{,}5^{+0{,}3}$	0,5
10×82×88	12	79,3	8,62	$0{,}5^{+0{,}3}$	0,5
10×92×98	14	89,4	10.08	$0{,}5^{+0{,}3}$	0,5
10×102×108	16	99,9	11,49	$0{,}5^{+0{,}3}$	0,5
10×112×120	18	108,8	10,72	$0{,}5^{+0{,}3}$	0,5
		Средняя серия			
6×11×14	3	9,9	—	$0{,}3^{+0{,}2}$	0,2
6×13×16	3,5	12,0	—	$0{,}3^{+0{,}2}$	0,2
6×16×20	4	14,54	—	$0{,}3^{+0{,}2}$	0,2
6×18×22	5	16,7	—	$0{,}3^{+0{,}2}$	0,2
6×21×25	5	19,5	1,95	$0{,}3^{+0{,}2}$	0,2
6×23×28	6	21,3	1,34	$0{,}3^{+0{,}2}$	0,2
6×26×32	6	23,4	1,65	$0{,}4^{+0{,}2}$	0,3
6×28×34	7	25,9	1,70	$0{,}4^{+0{,}2}$	0,3
8×32×38	6	29,4	—	$0{,}4^{+0{,}2}$	0,3
8×36×42	7	33,5	1,02	$0{,}4^{+0{,}2}$	0,3
8×42×48	8	39,5	2,57	$0{,}4^{+0{,}2}$	0,3

Продолжение табл. 11

Номинальный размер $z \times d \times D$	b	d_1, не менее	a, не менее	f	r, не более
8×46×54	9	42,7	—	$0{,}5^{+0{,}3}$	0,5
8×52×60	10	48,7	2,44	$0{,}5^{+0{,}3}$	0,5
8×56×65	10	52,2	2,5	$0{,}5^{+0{,}3}$	0,5
8×62×72	12	57,8	2,4	$0{,}5^{+0{,}3}$	0,5
10×72×82	12	67,4	—	$0{,}5^{+0{,}3}$	0,5
10×82×92	12	77,1	3,0	$0{,}5^{+0{,}3}$	0,5
10×92×102	14	87,3	4,5	$0{,}5^{+0{,}3}$	0,5
10×102×112	16	97,7	6,3	$0{,}5^{+0{,}3}$	0,5
10×112×125	18	106,3	4,4	$0{,}5^{+0{,}3}$	0,5
Тяжелая серия					
10×16×20	2,5	14,1	—	$0{,}3^{+0{,}2}$	0,2
10×18×23	3	15,6	—	$0{,}3^{+0{,}2}$	0,2
10×21×26	3	18,5	—	$0{,}3^{+0{,}2}$	0,2
10×23×29	4	20,3	—	$0{,}3^{+0{,}2}$	0,2
10×26×32	4	23,0	—	$0{,}4^{+0{,}2}$	0,3
10×28×35	4	24,4	—	$0{,}4^{+0{,}2}$	0,3
10×32×40	5	28,0	—	$0{,}4^{+0{,}2}$	0,3
10×36×45	5	31,3	—	$0{,}4^{+0{,}2}$	0,3
10×42×52	6	36,9	—	$0{,}4^{+0{,}2}$	0,3
10×46×56	7	40,9	—	$0{,}5^{+0{,}3}$	0,5
16×52×60	5	47,0	—	$0{,}5^{+0{,}3}$	0,5
16×56×65	5	50,6	—	$0{,}5^{+0{,}3}$	0,5
16×62×72	6	56,1	—	$0{,}5^{+0{,}3}$	0,5
16×72×82	7	65,9	—	$0{,}5^{+0{,}3}$	0,5
20×82×92	6	75,6	—	$0{,}5^{+0{,}3}$	0,5
20×92×102	7	85,5	—	$0{,}5^{+0{,}3}$	0,5
20×102×115	8	98,7	—	$0{,}5^{+0{,}3}$	0,5
20×112×125	9	104	—	$0{,}5^{+0{,}3}$	0,5

Допуски и посадки

(по ГОСТу 1139—58)

1. Отклонения размеров профиля отверстия и вала отсчитывают от номинальных размеров d, D или b, приведенных в табл. 11.

2. Для диаметров поверхности центрирования d или D (табл. 12), для ширины впадин отверстия и для толщины зубьев вала (табл. 13 и 16), а также для нецентрирующих диаметров (табл. 17) устанавливают предельные отклонения:

а) предельное суммарное отклонение (нижнее — для размеров отверстия и верхнее — для размеров вала), определяющее соответствующий номинальный размер комплексного калибра (пробки или кольца);

б) предельные отклонения (верхнее и нижнее) одного только диаметра центрирующей поверхности, ширины впадин отверстия и толщины зубьев вала.

Примечание. Верхние предельные отклонения толщины зубьев вала и нижние предельные отклонения ширины впадин отверстия, указанные в таблицах, не являются обязательными и при простановке отклонений на чертежах могут корректироваться по опытным данным завода-изготовителя.

3. Посадки по поверхностям центрирования (d или D) устанавливают из числа посадок в системе отверстия по соответствующим стандартам на посадки гладких цилиндрических поверхностей (ОСТ 1012, ОСТ 1013 и ОСТ НКМ 1016).

12. Предельные отклонения диаметров центрирования d и D в *мкм*

Условные обозначения полей допусков		Отклонения	Интервалы диаметров d и D в *мм*					
			Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180 *
Отверстий	A	Верхнее	+19	+23	+27	+30	+35	+40
		Нижнее	0	0	0	0	0	0
		Суммарное	−9	−10	−12	−14	−16	−20
	A_{2a}^{**}	Верхнее	+27	+33	+39	+46	+54	—
		Нижнее	0	0	0	0	0	—
		Суммарное	−9	−10	−12	−14	−16	—
	A_3^*	Верхнее	+35	+45	+50	+60	+70	+80
		Нижнее	0	0	0	0	0	0
		Суммарное	−9	−10	−12	−14	−16	−20
Валов	$Г$	Суммарное	+33	+40	+47	+54	+60	+72
		Верхнее	+24	+30	+35	+40	+45	+52
		Нижнее	+12	+15	+18	+20	+23	+25
	$П$	Суммарное	+15	+17	+20	+24	+28	+34
		Верхнее	+6	+7	+8	+10	+12	+14
		Нижнее	−6	−7	−8	−10	−12	−14
	$С$	Суммарное	+9	+10	+12	+14	+16	+20
		Верхнее	0	0	0	0	0	0
		Нижнее	−12	−14	−17	−20	−23	−27
	$Д$	Суммарное	+3	+2	+2	+2	+2	+2
		Верхнее	−6	−8	−10	−12	−15	−18
		Нижнее	−18	−22	−27	−32	−38	−45
	$Х$	Суммарное	−8	−10	−13	−16	−24	−30
		Верхнее	−16	−20	−25	−30	−40	−50
		Нижнее	−33	−40	−50	−60	−75	−90
	$Л$	Суммарное	−8	−10	−13	−16	−24	−30
		Верхнее	−30	−40	−50	−65	−80	−100
		Нижнее	−55	−70	−85	−105	−125	−155
	$Ш$*	Суммарное	−8	−10	−13	−16	−24	−30
		Верхнее	−45	−60	−75	−95	−120	−150
		Нижнее	−77	−95	−115	−145	−175	−210
	$С_{2a}$	Суммарное	+9	+10	+12	+14	+16	+20
		Верхнее	0	0	0	0	0	0
		Нижнее	−18	−21	−25	−30	−35	−40
	$Л_{2a}$	Суммарное	−8	−10	−13	−16	−24	−30
		Верхнее	−32	−40	−50	−60	−72	−85
		Нижнее	−7	−92	−112	−134	−159	−185

* Только для D.
** Только для d.

13. Предельные отклонения размера b при центрировании по внутреннему d и наружному D диаметрам в *мкм*

Условные обозначения полей допусков		Отклонения	Интервалы внутренних диаметров d в *мм*				
			Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120
Ширины впадин отверстий	U_1^*	Верхнее	+50	+60	+70	+90	+110
		Нижнее	+30	+35	+40	+55	+70
		Суммарное	0	0	0	0	0
	U_2^*	Верхнее	+75	+95	+115	+140	+170
		Нижнее	+40	+50	+65	+80	+100
		Суммарное	0	0	0	0	0
	U_3^{**}	Верхнее	+33	+40	+50	+60	+75
		Нижнее	+14	+17	+22	+30	+40
		Суммарное	0	0	0	0	0
	U_4^{**}	Верхнее	+50	+60	+70	+90	+110
		Нижнее	+14	+17	+22	+22	+40
		Суммарное	0	0	0	0	0
Толщины зубьев валов	$S_1П$	Суммарное	+20	+25	+30	+40	+50
		Верхнее	+7	+8	+8	+10	+10
		Нижнее	−11	−14	−18	−20	−25
	$S_1С$	Суммарное	+14	+17	+22	+30	+40
		Верхнее	0	0	0	0	0
		Нижнее	−18	−21	−25	−30	−35
	$S_1Х$	Суммарное	0	0	0	0	0
		Верхнее	−14	−17	−22	−30	−40
		Нижнее	−32	−40	−50	−60	−75
	$S_2^{**}Р$	Суммарное	+20	+25	+30	+40	+50
		Верхнее	+7	+8	+8	+10	+10
		Нижнее	−30	−35	−40	−40	−60
	$S_2С$	Суммарное	+14	+17	+22	+30	+40
		Верхнее	0	0	0	0	0
		Нижнее	−35	−45	−50	−60	−70
	$S_2Х$	Суммарное	0	0	0	0	0
		Верхнее	−14	−17	−22	−30	−40
		Нижнее	−50	−60	−70	−90	−110
	$S_2Л$	Суммарное	0	0	0	0	0
		Верхнее	−30	−35	−45	−60	−80
		Нижнее	−65	−80	−95	−120	−150
	$S_3^{**}Л$	Суммарное	0	0	0	0	0
		Верхнее	−30	−35	−45	−60	−80
		Нижнее	−85	−100	−120	−150	−185

* Только при центрировании по d.
** Только при центрировании по D.

14. Допустимые сочетания полей допусков размеров d и b при центрировании по d и полей допусков размеров D и b при центрировании по D

Центрирование по d				Центрирование по D			
Поля допусков при посадке по							
d		b		D		b	
отверстия		отверстия		отверстия		отверстия	
A	$Г$; $П$	U_1	$S_1П$	A	$Г$	U_3	$S_1П$; $S_2П$
	$П$; $С$; $С_{2а}$		$S_1С$		$П$; $С$; $(С_{2а})$		$S_1П$; $S_1С$; $S_2С$
A; $A_{2а}$	$П$; $С$; $С_{2а}$; $Д$; $Х$; $Л$		$S_1Х$		$П$; $С$; $С_{2а}$; $Д$; $Х$; $Л$		$S_1Х$; $S_2Х$
$A_{2а}$	$С_{2а}$	U_2	$S_2С$	A_3	$(С)$; $С_{2а}$	U_4	$S_2Х$; $S_2Л$
	$Л$		$S_2Х$		$Л$; $Ш$; $(Х)$		$S_2Х$; $S_2Л$
	$Л_{2а}$		$S_2Л$		$Л_{2а}$		$S_2Л$; $S_3Л$

Кроме указанных в таблице сочетаний валов с отверстиями при центрировании по d, допускаются и другие сочетания предусматриваемых в таблице валов и отверстий, например: $\frac{A_{2а}}{С} \cdot \frac{U_1}{S_1С}$.

При центрировании по D, кроме сочетаний валов с отверстиями AU_3 и A_3U_4, допускаются сочетания тех же валов с отверстиями A_3U_4 и AU_3.

Сочетания полей допусков, указанных в скобках, по возможности не применять.

15. Наиболее часто применяемые сочетания полей допусков размеров d, D и b при центрировании по d и D

Посадка по			
d		b	
Поля допусков			
отверстия	вала	отверстия[1]	вала
A	$П$ $Х$ $Л$	$\frac{U_1}{U_3}$	$S_1П$ $S_1Х$ $S_2Х$

[1] В числителе при центрировании по d, в знаменателе — по D.

16. Предельные отклонения размеров b при центрировании по боковым сторонам зубьев в *мкм*

Условные обозначения полей допусков		Отклонения	Интервалы внутренних диаметров d в *мм*				
			До 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120
Ширины впадин отверстий	U_3	Верхнее	+33	+40	+50	+60	+75
		Нижнее	+14	+17	+22	+30	+40
		Суммарное	0	0	0	0	0
	U_4	Верхнее	+50	+60	+70	+90	+110
		Нижнее	+14	+17	+22	+30	+40
		Суммарное	0	0	0	0	0

Продолжение табл. 16

Условные обозначения полей допусков		Отклонения	Интервалы внутренних диаметров d в мм				
			До 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120
Толщины зубьев валов	$S_1П$	Суммарное	+20	+25	+30	+40	+50
		Верхнее	+7	+8	+8	+10	+10
		Нижнее	−11	−14	−18	−20	−25
	$S_1Х$	Суммарное	0	0	0	0	0
		Верхнее	−17	−17	−20	−30	−40
		Нижнее	−32	−40	−50	−60	−75
	$S_2П$	Суммарное	+20	+25	+30	+40	+50
		Верхнее	+7	+8	+8	+10	+10
		Нижнее	−30	−35	−40	−50	−60
	$S_2Х$	Суммарное	0	0	0	0	0
		Верхнее	−14	−17	−22	−30	−40
		Нижнее	−50	−60	−70	−90	−110

17. Предельные отклонения нецентрирующих диаметров d или D

Нецентрирующий диаметр	Центрирование	Отклонения		Обозначения	Отклонения в мкм при интервалах нецентрирующих диаметров в мм					
					Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180
D	По d или по b	Отверстие	Верхнее	X_5	+360	+420	+500	+600	+700	+800
			Нижнее		+120	+140	+270	+200	+230	+260
			Суммарное	—	+60	+70	+80	+100	+120	+130
		Вал	Суммарное	—	+60	+70	+70	+100	+120	+130
			Верхнее	X_4	−60	−70	−80	−100	−120	−130
			Нижнее		−180	−210	−250	−300	−350	−400
d	По D или по b	Отверстие	Верхнее	A_5	+240	+280	+340	+400	+460	+530
			Нижнее		0	0	0	0	0	0
			Суммарное	—	−60	−70	−80	−100	−120	−130
		Вал	Суммарное	—	−60	−70	−80	−100	−120	−130
			Нижнее	—	См. размер d_1 в табл. 11					

Посадки по боковым сторонам зубьев устанавливают по системе отверстия, причем с нулевой линией совмещают суммарное отклонение ширины впадин.

4. Данный стандарт не распространяется на допуски и посадки соединений: а) имеющих натяг; б) с центрированием по наружному диаметру при закаленной втулке.

5. Центрирование по d и D. Предельные отклонения диаметров центрирования d и D, размера b отверстий и валов при центрировании по d и D устанавливают по табл. 12 и 13.

Центрирование по b. Предельные отклонения ширины впадин отверстия и толщины зубьев при центрировании по b устанавливают по табл. 16. При центрировании по b допускаются любые сочетания полей допусков отверстия (U_3, U_4) и полей допусков вала ($S_1П$; S_1N; $S_2П$ и S_2X).

Наиболее часто применяют поле допуска отверстия U_3, поля допусков вала $S_1П$ и S_1X.

Допуски нецентрирующих диаметров. Предельные отклонения нецентрирующих диаметров устанавливают по табл. 17 (если по условиям обработки не требуется большая точность).

Условные обозначения и выполнение рабочих чертежей. Обозначения зубчатых (шлицевых) соединений должны содержать (табл. 18):

обозначение поверхности центрирования;

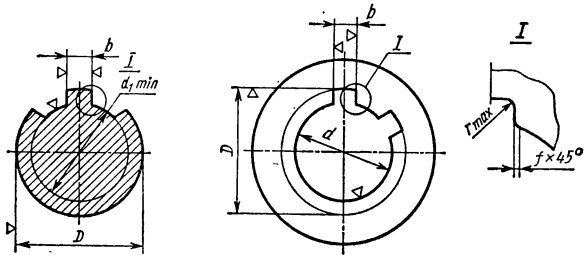
номинальный размер отверстия, вала или соединения;

обозначения полей допусков (посадок) по центрирующему диаметру и по боковым сторонам зубьев.

18. Примеры условных обозначений

Центрирование	Условное обозначение		
	соединений	отверстий	вала
По d	$d8 \times 42 \times 48 \frac{A}{X} \cdot \frac{U_1}{S_1X}$	$d8 \times 42 \times 48AU_1$	$d8 \times 42 \times 48X\ S_1X$
По D	$D6 \times 23 \times 26 \frac{A}{C} \cdot \frac{U_3}{S_2C}$	$D6 \times 23 \times 26AU_3$	$D6 \times 23 \times 26C\ S_2C$
По b	$b20 \times 92 \times 102 \frac{U_3}{S_2П}$	$b20 \times 92 \times 102U_3$	$b20 \times 92 \times 102S_1П$

Выполнение рабочих чертежей прямобочных шлицевых соединений



Вал			Отверстие		
Условное обозначение вала по ГОСТу 1139—58			Условное обозначение отверстия по ГОСТу 1139—58		
Число зубьев			Число зубьев		

Треугольные зубчатые соединения

Треугольные зубчатые соединения (рис. 21) применяют главным образом для неподвижного соединения деталей при передаче небольших крутящих моментов, чтобы избежать прессовых посадок, а также при тонкостенных втулках.

На рис. 21 обозначено:

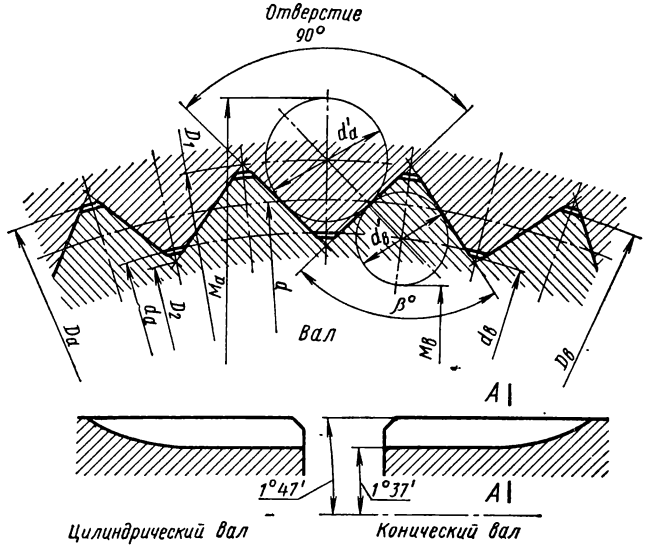


Рис. 21

β^2 — угол зуба и впадины отверстия; $D_в$ — наружный диаметр вала; d_a — внутренний диаметр отверстия; $d_в$ — диаметр впадины вала; D_a — диаметр впадины отверстия.

Основные параметры соединений: число зубьев 20—70; модуль 0,2—1,5 *мм*; угол впадин вала 90; 72 и 60°. Центрирование только по боковым сторонам зубьев.

Наряду с цилиндрическими соединениями применяют и конические (рис. 21). Обычно конусность 1 : 16, угол уклона впадины 1°37″; размеры зубьев устанавливают по большому основанию конуса (сечение $A—A$).

Соединения впадин зуба на валу 90° с числом зубьев 36 и 48 и номинальными диаметрами от 5 до 75 *мм* принимают по табл. 19, допуски — по табл. 20. Формулы для определения элементов треугольных соединений приведены в табл. 21.

Выбор размеров, допусков и посадок. Номинальные размеры $M_в$ и M_a выбирают по табл. 22 в зависимости от принятого номинального диаметра $D_в$, равного наружному диаметру вала.

На чертежах отверстия и вала указывают: число зубьев z, угол 90° (см. рис. 21), угол β, диаметр начальной окружности d.

Кроме того, на чертеже отверстия задают наружный диаметр по вершинам D_1, диаметр впадин D_a с надписью «минимум» и внутренний диаметр d_a, а на чертеже вала — внутренний диаметр по вершинам D_2, наружный диаметр $D_в$ и диаметр впадин $d_в$ с надписью «максимум».

Допуски выбирают по табл. 20. В зависимости от назначения соединения принимают нормальную или пониженную точность. Последняя предназначена

преимущественно для грубых соединений с отверстием, имеющим разрез и стяжку, а также для грубых конических соединений. Допуски на диаметры начальной окружности даны для скользящей посадки с зазорами от нуля до суммы допусков на диаметры отверстия и вала.

19. Основные размеры треугольных соединений в *мм*

(по нормали автотракторной промышленности)

Номинальный диаметр $D_в$	Отверстие и вал					Отверстие		Вал	
	Число зубьев z	Угол $\beta°$	Диаметр начальной окружности d	Диаметр по вершинам [1]		Диаметр впадин $D_a\,\min$	Внутренний диаметр d_a	Наружный диаметр $D_в$	Диаметр впадин $d_в\,\max$
				наружный D_1	внутренний D_2				
5	36	80	4,891	5,124	4,658	5,03	4,72	5	4,69
6			5,863	6,142	5,584	6,03	5,66	6	5,63
8			7,793	8,164	7,422	8,03	7,52	8	7,49
10			9,721	10,184	9,258	10,03	9,38	10	9,35
12			11,674	12,230	11,118	12,03	11,26	12	11,23
15			14,556	15,250	13,862	15,03	14,04	15	14,01
18			17,430	18,260	16,599	18,03	16,81	18	16,78
20			19,339	20,260	18,418	20,03	18,66	20	18,63
22	48	82,5	21,527	22,280	20,774	22,03	20,97	22	20,94
25			24,455	25,310	23,600	25,03	23,82	25	23,79
28			27,373	28,330	26,416	28,03	26,66	28	26,63
30			29,325	30,350	28,300	30,03	28,57	30	28,54
32			31,277	32,370	30,184	32,05	30,47	32	30,42
35			34,195	35,390	33,000	35,05	33,31	35	33,26
38			37,113	38,410	35,816	38,05	36,15	38	36,10
40			39,064	40,430	37,698	40,05	38,05	40	38,00
42			41,016	42,450	39,582	42,05	39,95	42	39,90
45			43,944	45,480	42,408	45,05	42,81	45	42,76
50			48,833	50,540	47,126	50,05	47,57	50	47,52
55			53,722	55,600	51,844	55,05	52,33	55	52,28
60			58,621	60,670	56,572	60,05	57,10	60	57,05
65			63,519	65,740	61,298	65,05	61,88	65	61,83
70			68,409	70,800	66,017	70,05	66,64	70	66,59
75			73,298	75,860	70,736	75,05	71,40	75	71,35

[1] Теоретические диаметры по вершинам указываются на чертеже: наружный D_1 только на отверстии, внутренний D_2 — на валу.

Допуск на толщину зуба отверстия равен допуску на диаметр начальной окружности (так как угол равен 90°). Допуск на толщину зуба вследствие того, что угол β равен 80 или 82,5°, на несколько тысячных миллиметра точнее, чем допуск на диаметр начальной окружности, и практически может считаться также равным допуску на диаметр начальной окружности. Таким образом, допуски на диаметр начальной окружности дают полное представление о характере посадки по толщине зуба и боковым зазорам.

При необходимости назначения другой посадки следует применять систему отверстия, чтобы сохранить неизменным допуск на отверстие. Характер посадки должен быть отражен отклонениями на диаметр начальной окружности вала, которые могут быть даны в два минуса для посадки с гарантированным зазором, в два плюса или один плюс для посадок с натягами и зазорами.

20. Допуски для треугольных соединений

Номинальный диаметр	Допуски в *мм*			
	диаметров начальных окружностей [1]		внутреннего диаметра отверстия d_a	наружного диаметра вала $D_в$
	отверстий	вала		
	Нормальная точность			
Св. 3 до 6	+0,025	−0,040	+0,025	−0,025
» 6 » 10	+0,025	−0,040	+0,030	−0,030
10 » 18	+0,030	−0,045	+0,035	−0,035
18 » 30	+0,030	−0,045	+0,045	−0,045
30 » 50	+0,035	−0,050	+0,050	−0,050
50 » 75	+0,040	−0,060	+0,060	−0,060
	Пониженная точность			
Св. 3 до 6	+0,050	−0,080	+0,048	−0,048
» 6 » 10	+0,050	−0,080	+0,058	−0,058
» 10 » 18	+0,060	−0,090	+0,070	−0,070
» 18 » 30	+0,060	−0,090	+0,084	−0,084
» 30 » 50	+0,070	−0,100	+0,100	−0,100
50 » 75	+0,080	−0,120	+0,120	−0,120

[1] Допуски даны для скользящей посадки. Нормаль автотракторной промышленности предусматривает и другие посадки.

Допуски на размеры $M_в$ и M_a (см. рис. 21) те же, что на диаметр начальной окружности.

Размеры $M_в$ и M_a на чертежах должны быть снабжены надписью: «Отклонения по диаметру начальной окружности».

21. Формулы для определения элементов треугольных соединений

Основной расчетной величиной является диаметр начальной окружности d, который делит пополам теоретическую высоту зубьев по вершинам профиля.

Теоретические диаметры по вершинам профиля — наружный D_1 и внутренний D_2 — служат для вычисления размеров по проволочкам для вала и отверстия и размеров режущего и мерительного инструмента.

Размеры по проволочкам, подсчитанные по этим диаметрам, дают в соединении вала и отверстия нулевой зазор.

Определяемый размер	Формулы для соединений с числом зубьев	
	36	48
Диаметр начальной окружности	$d = 0{,}954519D_1$	$d = 0{,}966222D_1$
Наружный диаметр по вершинам (теоретический)	$D_1 = 1{,}047648d$	$D_1 = 1{,}034959d$
Внутренний диаметр по вершинам (теоретический)	$D_2 = 0{,}952352d$	$D_2 = 0{,}965041d$
Расчетный диаметр проволочки, касающейся профиля зубьев по начальной окружности вала	$d_1 = 0{,}06585005d$	$d_1 = 0{,}0485955d$
То же, для отверстия	$d_2 = 0{,}05309792d$	$d_2 = 0{,}04133332d$
Фактический диаметр проволочки для вала То же, для отверстия	d'_a $d_в$ } подбирают по ГОСТу 2475—62	

Продолжение табл. 21

Определяемый размер	Формулы для соединений с числом зубьев	
	36	48
Размеры по проволочкам для вала	$M_a = D_2 + 2{,}41421 d_a'$	
Размер между проволочками для отверстия	$M_в = D_1 - 2{,}55572 d_в'$	$M_в = D_1 - 2{,}51665 d_в'$
Диаметр касания фактической проволочки вала	$D_n = D_2 + 0{,}70711 d_a' + 0{,}001 d$	
Диаметр касания фактической проволочки отверстия	$D_т = D_1 - 0{,}91293 d_в' + 0{,}001 d$	$D_т = D_1 - 0{,}85733 d_в' + 0{,}001 d$

22. Номинальные размеры между проволочками и по проволочкам в *мм*

Номинальный диаметр $D_в$	Отверстие			Вал		
	Диаметр проволочки $d_в'$	Номинальный размер между проволочками $M_в$	Изменение размера $M_в$ на 0,001 $d_в K_в$	Диаметр проволочки d_a'	Номинальный размер по проволочкам M_a	Изменение размера M_a на 0,001 $d_a' K_a$
5	0,260	4,460	0,0026	0,348	5,486	0,0024
6	0,343	5,265	0,0026	0,402	6,555	0,0024
8	0,402	7,137	0,0026	0,511	8,656	0,0024
10	0,511	8,878	0,0026	0,572	10,639	0,0024
12	0,572	10,768	0,0026	0,796	10,040	0,0024
15	0,796	13,216	0,0026	1,008	16,296	0,0024
18	0,866	16,047	0,0026	1,157	19,392	0,0024
20	1,047	17,584	0,0026	1,302	21,551	0,0024
22	0,866	20,101	0,0025	1,047	23,302	0,0024
25	1,008	22,773	0,0025	1,157	26,393	0,0024
28	1,157	25,418	0,0025	1,302	29,559	0,0024
30	1,157	27,438	0,0025	1,441	31,779	0,0024
32	1,302	29,093	0,0025	1,553	33,933	0,0024
35	1,441	31,764	0,0025	1,591	36,841	0,0024
38	1,553	34,502	0,0025	1,833	40,241	0,0024
40	1,591	36,426	0,0025	1,833	42,123	0,0024
42	1,732	38,091	0,0025	2,020	44,459	0,0024
45	1,833	40,867	0,0025	2,071	47,408	0,0024
50	2,020	45,456	0,0025	2,311	52,705	0,0024
55	2,217	50,021	0,0025	2,595	58,109	0,0024
60	2,311	54,854	0,0025	2,886	63,539	0,0024
65	2,595	59,209	0,0025	3,106	68,797	0,0024
70	2,886	63,537	0,0025	3,310	74,008	0,0024
75	3,106	68,043	0,0025	3,580	79,379	0,0024

Диаметры $d_в'$ и d_a' по ГОСТу 2475—52. Размеры $M_в$ и M_a дают соединение отверстия и вала без зазора, допуски приведены в табл. 20.

При увеличении $d_в'$ вычитать $K_в$ из $M_в$; при увеличении d_a' складывать K_a с M_a. Для вала допустимая зона касания проволочек $\pm 0{,}05$ относительно диаметра начальной окружности (см. D_n в табл. 21).

При выборе посадок для вала рекомендуется придерживаться посадок, приведенных в табл. 23.

Для конических валов рекомендуется глухая или напряженная посадка (т. е. вал с более полным зубом).

Допуски на диаметр начальной окружности включают: собственно допуск на диаметр начальной окружности, отклонение шага и отклонение угла профиля.

Допуски на внутренний диаметр отверстия d_a и наружный диаметр вала D для нормальной точности даны по 3-му классу ОСТа, а для пониженной — по классу 3а.

Диаметр проволочек для измерения зубьев и номинальные размеры между проволочками для отверстия и по проволочкам для вала выбирают из табл. 22. Все диаметры проволочек берут по ГОСТу 2475—62 для измерения резьб. Номинальные размеры между проволочками и по проволочкам определены по табл. 21 и дают соединение без зазора.

На чертеже должны быть указаны: диаметры проволочек и номинальный размер между проволочками для отверстия и по проволочкам для вала, на чертеже делают надпись: «Отклонения по диаметру начальной окружности».

При увеличении $d_в'$ следует вычитать $K_в$ из $M_в$ (см. $D_т$ в табл. 21); при увеличении d_a' следует складывать K_a с M_a (см. $D_п$ в табл. 21).

23. Посадка вала

Размеры в *мм*

Диаметр начальной окружности вала d	Для нормальной точности			Для пониженной точности		
	Глухая $Г_D$	Напряженная $Н_D$	Ходовая $Х_D$	Глухая $Г_{Da}$	Напряженная $Н_{Da}$	Ходовая $Х_{Da}$
Св. 3 до 10	$\begin{matrix}+0{,}065\\+0{,}025\end{matrix}$	+0,040	$\begin{matrix}-0{,}025\\-0{,}065\end{matrix}$	$\begin{matrix}+0{,}130\\+0{,}050\end{matrix}$	+0,080	$\begin{matrix}-0{,}025\\-0{,}105\end{matrix}$
Св. 10 до 30	$\begin{matrix}+0{,}075\\+0{,}030\end{matrix}$	+0,045	$\begin{matrix}-0{,}030\\-0{,}075\end{matrix}$	$\begin{matrix}+0{,}150\\+0{,}060\end{matrix}$	+0,090	$\begin{matrix}-0{,}030\\-0{,}120\end{matrix}$
30 50	$\begin{matrix}+0{,}085\\+0{,}035\end{matrix}$	+0,050	$\begin{matrix}-0{,}035\\-0{,}085\end{matrix}$	$\begin{matrix}+0{,}170\\+0{,}070\end{matrix}$	+0,100	$\begin{matrix}-0{,}035\\-0{,}135\end{matrix}$
50 80	$\begin{matrix}+0{,}100\\+0{,}040\end{matrix}$	+0,060	$\begin{matrix}-0{,}040\\-0{,}100\end{matrix}$	$\begin{matrix}+0.200\\+0{,}080\end{matrix}$	+0,120	$\begin{matrix}-0{,}040\\-0{,}160\end{matrix}$

Расчет на прочность (рис. 22)

Боковые поверхности зубьев шлицевого соединения работают на смятие, а основание их — на изгиб и срез.

Для применяемых соотношений элемента шлицевых соединений решающее значение имеет расчет на смятие:

$$\frac{M_{к\max}}{\psi F l r_{ср}} \leqslant [\sigma_{см}],$$

где $F = z\left[\frac{D_в - d_a}{2} - (f + r)\right]$ для прямобочных (прямоугольных) зубьев; $F = 0{,}8\ mz$ для эвольвентных зубьев; $F = \frac{D_в + d_a}{2} z$ для треугольных зубьев; $r_{ср} = \frac{D_в + d_a}{4}$ для прямобочных (прямоугольных) зубьев; $r_{ср} = 0{,}5d$ для эволь-

вентных и треугольных зубьев; $M_{кпах}$ — наибольший допустимый крутящий момент, передаваемый соединением, в $кГ \cdot мм$; $\psi = (0{,}7 \div 0{,}8)$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения усилий по рабочим поверхностям зубьев; обычно принимают $\psi = 0{,}75$; l — рабочая длина зуба в $мм$; F — площадь всех боковых поверхностей зубьев с одной стороны на 1 $мм$ длины в $мм^2$; $r_{ср}$ — средний радиус в $мм$; z — число зубьев; $D_в$ — наружный диаметр зубьев вала в $мм$; $d_а$ — диаметр отверстия шлицевой втулки в $мм$; r — радиус закругления в $мм$; f — радиус фаски в $мм$; m — модуль в $мм$; $[\sigma_{см}]$ — допускаемое напряжение на смятие в $кГ/мм^2$ (табл. 24).

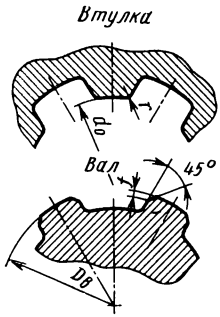


Рис. 22

Испытание на скручивание вала с прямоугольными зубьями и плоским дном впадины показывает, что его прочность эквивалентна прочности гладкого вала, диаметр которого несколько меньше внутреннего диаметра шлицевого вала.

Практически шлицевой вал рассчитывают на прочность так же, как гладкий вал, диаметр которого равен внутреннему диаметру шлицевого вала.

24. Допускаемые напряжения на смятие боковых поверхностей зубьев шлицевых соединений $[\sigma_{см}]$

Соединение	Условия эксплуатации	Специальная термообработка рабочих поверхностей зубьев	
		не производится	производится
		$[\sigma_{см}]$ в $кГ/мм^2$	
Неподвижное	а	3,5—5	4—7
	б	6—10	10—14
	в	8—12	12—20
Подвижное без нагрузки	а	1,5—2	2—3,5
	б	2—3	3—6
	в	2,5—4	4—7
Подвижное под нагрузкой	а	—	0,3—1
	б	—	0,5—1,5
	в	—	1—2

а — тяжелые условия эксплуатации: нагрузка знакопеременная с ударами в обоих направлениях; вибрации большой частоты и амплитуды; условия смазки (для подвижных соединений) плохие; небольшая твердость деталей соединения; невысокая точность обработки соосности ступицы и вала; *б* — средние условия эксплуатации; *в* — легкие условия эксплуатации.

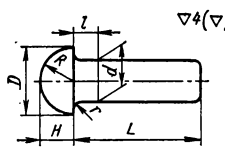
ЗАКЛЕПОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Заклепки нормальной точности

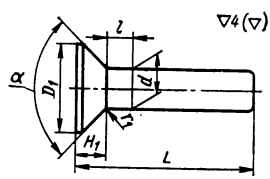
25. Заклепки с полукруглой и потайной головкой

Размеры в *мм*

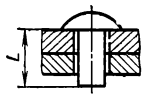
ГОСТ 10299—68

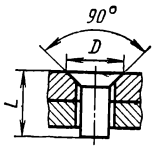


ГОСТ 10300—68



L — с учетом образования головки





d	2±0,12	2,5±0,12	3±0,12	4±0,16	5±0,16	6±0,16	8±0,2
D	2,5	4,4	5,3	7,1	8,8	11	14
D_1	3,9	4,5	5,2	7,0	8,8	10,3	13,9
H	1,2	1,5	1,8	2,4	3	3,6	4,8
H_1	1	1,1	1,2	1,6	2	2,4	3,2
r, не более	0,2			0,4		0,5	
r_1, не более	0,1			0,2		0,25	
R	1,9	2,4	2,9	3,8	4,7	6	7,5
α	90°						
l	1,5	3			4		
*L**	3 ÷ 16	3 ÷ 20	4 ÷ 40	5 ÷ 50	7 ÷ 60	7 ÷ 60	7 ÷ 70

* Размер *L* в указанных пределах брать из ряда: 3; 4; 5; 6; 7; 8; 9; 10 (11); 12 (13); 14 (15); 16 (17); 18 (19); 20; 22; 24; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 58; 60; 65; 70.

ГОСТы 10299—68 и 10300—68 предусматривают $d = 1 \div 36$ и $L = 2 \div 180$.

Пример обозначения заклепки $d = 8$ *мм*, $L = 20$ *мм*, из материала с условным обозначением группы 00, без покрытия:

Заклепка 8 × 20 ГОСТ 10299—68

Тоже, из алюминиевого сплава с окисным анодизационным покрытием:

Заклепка 8×20.36 ГОСТ 10300—68

Длину заклепок *L* (по рис. табл. 25) принимают равной толщине склепываемых деталей с прибавлением 1,5*d* на образование головки и округляют до ближайшей стандартной заклепки

26. Марки материалов и их условные обозначения, виды, условные обозначения и толщины покрытий заклепок

(по ГОСТу 10304—70)

Материал				Покрытие		
Наименование	Условное обозначение	Марки	Условное обозначение марки	Вид	Условное обозначение вида	Обозначение и минимальная толщина покрытия в *мкм* по ГОСТу 9791—68
Углеродистые стали	0	Ст2 по ГОСТу 14085—68 или ГОСТу 499—70	00	Без покрытия	00	—
				Цинковое с хроматированием	01	Ц6. хр
		10 по ГОСТу 1050—60; 10кп по ГОСТу 10702—63	01			
				Кадмиевое с хроматированием	02	Кд. 6. хр
		Ст3 по ГОСТу 14085—68 или ГОСТу 499—70	02			
				Окисное	05	Хим. Окс
		15 по ГОСТу 1050—60; 15кп по ГОСТу 10702—63	03	Фосфатное	06	Хим. Фос
Легированная сталь	1	09Г2 по ГОСТу 5058—65	10	Фосфатное	06	Хим. Фос
Нержавеющая сталь	2	Х18Н9Т по ГОСТу 5632—61	21	Без покрытия	00	—
				Пассивное	11	Хим. Пас
				Серебряное	12	Ср. 6
Латуни	3	Л63 по ГОСТу 15527—70	32	Без покрытия	00	—
				Цинковое с хроматированием	01	Ц3. хр
		Л63 (антимагнитная) по ГОСТу 15527—70	33			
				Никелевое	03	Н6
				Пассивное	11	Хим. Пас
Медь		М3 по ГОСТу 859—66; МТ по ГОСТу 2112—71	38	Без покрытия	00	—
				Никелевое	03	Н6
				Пассивное	11	Хим. Пас
Алюминиевые сплавы		АМг5П по ГОСТу 14838—69	31	Без покрытия	00	—
		Д18 по ГОСТу 4784—65	36	Окисное анодизационное с хроматированием	10	Ан. Окс 15. хр
		АД1 по ГОСТу 4784—65	37			

Допускается применять не предусмотренные в табл. 26 виды и толщины покрытий.

27. Состояние поставки заклепок

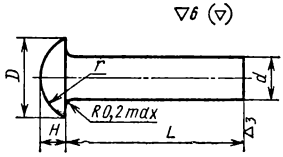
Материал заклепок		Состояние поставки	Временное сопротивление срезу в $кГ/мм^2$, не менее
Наименование	Марка		
Сталь	Ст2, Ст3, Ст2кп, Ст3кп	Отожженные	32
	10, 15		34
	10кп, 15кп		32
	09Г2	Без термической обработки	39
	Х18Н9Т	Закаленные	44
Латунь	Л63, Л63 (антимагнитная)	Отожженные	—
Медь	М3		19
Алюминиевые сплавы	АМг5П	Без термической обработки	16
	АД1	Закаленные и естественно состаренные	6
	Д18		19

По соглашению сторон допускается поставлять заклепки без термической обработки.

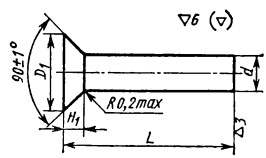
Заклепки повышенной точности

28. Размеры в *мм*

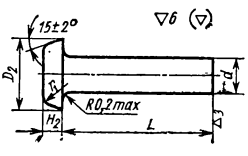
С полукруглой головкой по ГОСТу 14797—69



С потайной головкой по ГОСТу 14798—69



С плоской головкой по ГОСТу 14801—69



d	D	D_1	D_2	H	H_1 справ.	H_2	$r \approx$		L*
$2^{+0,1}$	3,6	3,9	3,8	1,2	1,0	1,0	2	0,5 ÷ 1	3 ÷ 16
$2{,}6^{+0,1}$	4,7	4,6	4,9	1,6	1,1	1,3	2,6	0,5 ÷ 1	4 ÷ 20
$3^{+0,1}$	5,4	5,2	5,6	1,8	1,2	1,5	3	0,5 ÷ 1	5 ÷ 24
$4^{+0,1}$	7,1	7,0	7,5	2,3	1,6	2,0	4	0,5 ÷ 1	6 ÷ 32
$5^{+0,1}$	9,0	8,8	9,3	2,9	2,0	2,5	5	0,5 ÷ 1	8 ÷ 40
$6^{+0,15}$	10,8	10,5	10,8	3,4	2,4	3,0	6	1 ÷ 2	10 ÷ 40
$8^{+0,15}$	14,4	13,9	14,4	4,6	3,2	4,0	8	1 ÷ 2	14 ÷ 50
$10^{+0,15}$	18,0	17,3	17,7	5,8	4,0	5,0	10	1 ÷ 2	18 ÷ 60

* Размер L в указанных пределах брать из ряда: 3; 4; 5; 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 22; 24; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 44; 46; 48; 50; 52; 54; 56; 58; 60.

ГОСТы 14797—69 и 14798—69 предусматривают также $d = 1 \div 1{,}6$ и нерекомендуемые $d = 3{,}5$ и 7.

Пример обозначения заклепки с $d = 4$ *мм*, $L = 8$ *мм*, из материала подгруппы 10, с покрытием по группе 2:

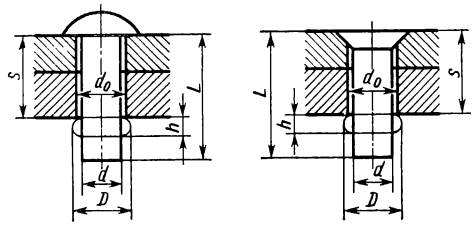
Заклепка 4 × 8—102 ГОСТ 14797—69

Размеры замыкающих головок и диаметры отверстий под заклепки — по ГОСТу 14802—69 (табл. 29).

Технические требования на заклепки — по ГОСТу 14803—69 (табл. 30 и 31).

29. Размеры замыкающих головок и диаметры отверстий под заклепки повышенной точности в *мм*

(по ГОСТу 14802—69)



В технически обоснованных случаях разрешается применять диаметры отверстий по ГОСТу 11284—65 (книга 1, глава III). В этом случае подбор длин и размеры замыкающих головок устанавливаются конструктором.

d номин.	2	2,6	3	4	5	6	8	10
d_0	$2{,}1^{+0{,}12}$	$2{,}7^{+0{,}12}$	$3{,}1^{+0{,}16}$	$4{,}1^{+0{,}16}$	$5{,}1^{+0{,}16}$	$6{,}1^{+0{,}2}$	$8{,}1^{+0{,}2}$	$10{,}1^{+0{,}2}$
D	$3\pm0{,}20$	$3{,}9\pm0{,}25$	$4{,}5\pm0{,}3$	$6\pm0{,}4$	$7{,}5\pm0{,}5$	$8{,}7\pm0{,}5$	$11{,}6\pm0{,}8$	$14{,}5\pm1{,}0$
h напм.	0,8	1,1	1,2	1,6	2,0	2,4	3,2	4,0

30. Марки материалов, технические условия на проволоку и покрытия заклепок

Материал				Покрытие		Обозначение (общее) материала и покрытия
Номер группы	Наименование	Номер подгруппы	Марка	Номер группы	Наименование и обозначение по ГОСТу 9791—68	
0	Стали: углеродистые	00	10, 15 по ГОСТу 5663—51	0	Без покрытия	Не обозначается
				1	Цинковое хроматированное Ц. 9. хр	001
				2	Кадмиевое хроматированное Кд. 9. хр	002
				3	Никелевое однослойное Н. 9	003
				5	Окисное Хим. Окс	005
				6	Фосфатное Хим. Фос	006
				8	Серебряное Ср. 9	008
				9	Оловянное О. 9	009
1	легированные	10	20Г2 или 30ХМА по ЧМТУ/НИИМЕТИЗ 115—64	0	Без покрытия	100
				1	Цинковое хроматированное Ц. 9. хр	101
				2	Кадмиевое хроматированное Кд. 9. хр	102
				5	Окисное Хим. Окс	105
				6	Фосфатное Хим. Фос	106

Продолжение табл. 30

Материал				Покрытие		Обозначение (общее) материала и покрытия
Номер группы	Наименование	Номер подгруппы	Марка	Номер группы	Наименование и обозначение по ГОСТу 9791—68	
2	пержавеющие	20	Х18Н9Т по ГОСТу 5548—50 (прутки) ГОСТ 14955—69	0	Без покрытия	200
				2	Кадмиевое хроматированное Кд. 9. хр	202
				6	Пассивирование Хим. Пас	206
				7	Медное М. 9	207
				8	Серебряное Ср. 9	208
6	Латунь	62	Л63 по ГОСТу 12920—67	0	Без покрытия	620
				1	Цинковое хроматированное Ц. 9. хр	621
				2	Кадмиевое хроматированное Кд. 9. хр	622
				3	Никелевое однослойное Н. 9	623
				6	Пассивирование Хим. Пас	626
		63	Л63 (антимагнитная) по ГОСТу 12920—67	0	Без покрытия	630
				2	Кадмиевое хроматированное Кд. 9. хр	632
				6	Пассивирование Хим. Пас	636
	Медь	64	М2 по СТУ 49-1055—62	0	Без покрытия	640
				2	Кадмиевое хроматированное Кд. 9. хр	642
				3	Никелевое однослойное Н. 9	643
				6	Пассивирование Хим. Пас	646
7	Алюминиевые сплавы	70	АД1 по АМТУ 498-1—63	0	Без покрытия	700
				1	Анодное оксидирование с обработкой в хромпике Ан. Окс. хр	701
		71	Д18, Д18К по АМТУ 498-7—63	0	Без покрытия	710
				1	Анодное оксидирование с обработкой в хромпике Ан. Окс. хр	711
		72	В65, В65К по АМТУ 498-9—63	0	Без покрытия	720
				1	Анодное оксидирование с обработкой в хромпике Ан. Окс. хр	721
		75	АМг5А по АМТУ 498-4—63	0	Без покрытия	750
				1	Анодное оксидирование с обработкой в хромпике Ан. Окс. хр	751

ГОСТ 14803—69 предусматривает также алюминиевые сплавы марок Д19П и АМц. Размеры заклепок, подвергаемых антикоррозионному или декоративному покрытию металлами, указаны после покрытия заклепок.

Подбор длин заклепок повышенной точности. Длины заклепок подбирают по номограмме (рис. 23) следующим образом:

прикладывают линейку к делениям шкал (справа и слева), соответствующим толщине пакета, — цифры в прямоугольниках, пересекаемые линейкой, показывают нужную длину заклепки соответствующего диаметра.

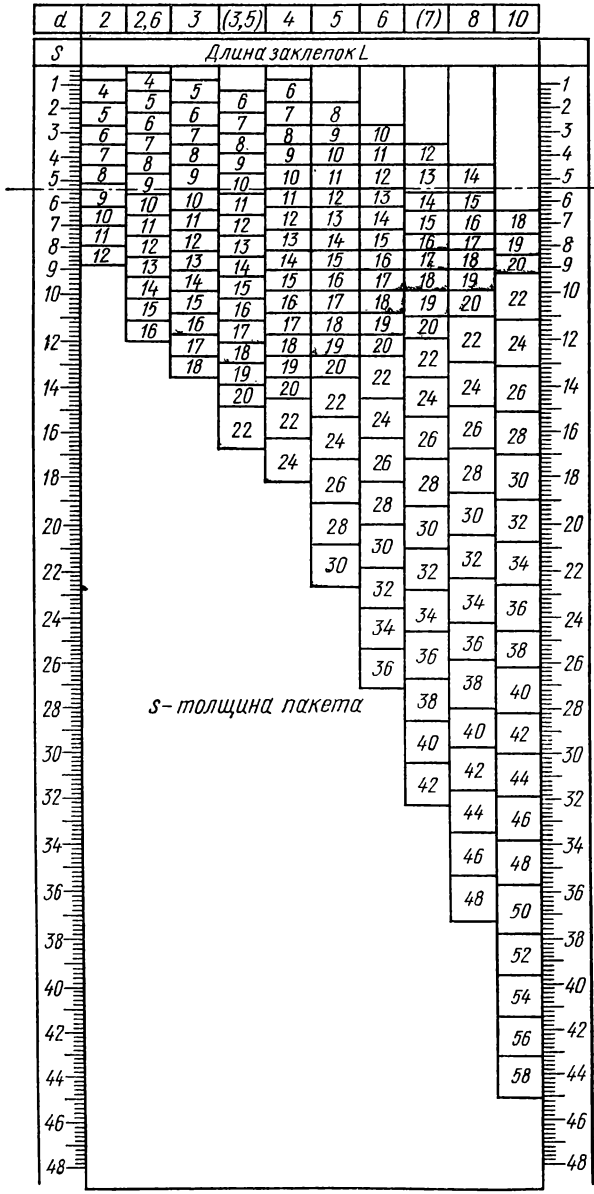


Рис. 23

Штриховой линией показан пример выбора длины заклепки. При толщине пакета $s = 5{,}4$ *мм* размеры заклепок можно принимать следующие в *мм*:

d	2	2,6	3	3,5	4	5	6	7	8
L	9			10		11	12	13	14

31. Состояние поставки заклепок

Материал заклепок		Состояние поставки	Временное сопротивление срезу $\tau_{ср}$ в *кГ/мм²*
Наименование	Марка		
Сталь	10; 15	После отпуска	34, не менее
	20Г2	Закаленные и отпущенные	50—63
	Х18Н9Т	Закаленные	44, не менее
Латунь	Л63; (антимагнитная) Л63	Отожженные	—
Медь	М2		—
Алюминиевые сплавы	В65; В65К	Закаленные и состаренные	25, не менее
	Д18; Д18К		19, не менее
	АМг5П	Отожженные	16, не менее
	АД1	Без термической обработки	—

Не рекомендуется применять заклепки с длинами свыше: $3d$ при ударной клепке; $4d$ — при прессовой клепке. Применение заклепок с большими длинами может вызвать их изгиб в отверстии или незаполнение зазора между стержнем и отверстием.

Основные параметры заклепочных соединений

В стальных металлоконструкциях для швов внахлестку диаметр заклепки $d = 2s$, где s — толщина соединяемых частей; для швов с двумя накладками $d = 1{,}5s$.

Для заклепочного шва внахлестку и с двумя накладками при рядном расположении заклепок шаг шва $t = 3d$, для двухрядного шва внахлестку $t = 4d$, для однорядного шва с двумя накладками $t = 3{,}5d$, для двухрядного шва с двумя накладками $t = 6d$.

Расстояние от оси заклепок до свободной кромки в направлении действующей силы $t_1 = (1{,}5 \div 2)d$.

Расстояние между рядами заклепок $t_2 = (2 \div 3)d$.

Толщина накладок $s_1 = 0{,}8s$.

В конструкциях из легких сплавов клепка производится в холодном состоянии, поэтому силы сжатия склепываемых частей, а стало быть, и силы трения в заклепочном соединении небольшие. Вследствие этого заклепки в основном

работают на срез. Рекомендуется принимать $d = 1{,}5s + 2$ *мм*, $t = (2{,}5 \div 6)d$, $t_1 = 2d$.

Допускаемые напряжения в заклепках

$$[\tau_{cp}] = (0{,}4 \div 0{,}5)\,\tau_T,$$

где τ_T — предел текучести на сдвиг материала заклепок.

Допускаемые напряжения в соединяемых частях (листах)

$$[\sigma_p] = (0{,}4 \div 0{,}5)\,\sigma_T,$$

где σ_T — предел текучести материала соединяемых частей.

Расчет заклепочных соединений

В соединениях, подверженных действию продольных сил, распределение усилий на заклепки принимается равномерным.

При расчете заклепок на срез допускаемое усилие в соединении

$$P \leqslant [\tau_{cp}]\, k \frac{\pi d^2}{4},$$

где $[\tau_{cp}]$ — допускаемое напряжение заклепок на срез (табл. 32); k — число плоскостей среза в соединении; d — диаметр заклепки.

При расчете соединения на смятие допускаемое усилие в соединении

$$P \leqslant [\sigma_{cм}]\, nds,$$

где $[\sigma_{cм}]$ — допускаемое напряжение заклепок на смятие (табл. 32); n — количество заклепок (в односрезных заклепках $n = k$); s — наименьшая толщина соединяемых частей.

При расчете заклепок на растяжение (отрыв головок) допускаемое усилие в соединении

$$P \leqslant [\sigma_p]\, n \frac{\pi d^2}{4},$$

где $[\sigma_p]$ — допускаемое напряжение на отрыв головок (табл. 32).

32. Допускаемые напряжения в силовых заклепочных соединениях при расчете по основным нагрузкам [1] в *кГ/см²*

Род напряжения	Сталь	
	Ст0, Ст2	Ст3
Срез заклепок $[\tau_{cp}]$	1400	1400
Смятие заклепок $[\sigma_{cм}]$	2800	3200
Отрыв головок $[\sigma_p]$	900	900
Растяжение основных элементов $[\sigma_p]$	1400	1600

При продавленных отверстиях (без сверления) напряжения на срез на 30%, а на смятие на 15% ниже табличных данных.

[1] Решетов Д. Н. Детали машин. Издание второе. Изд. «Машиностроение», 1964.

Пустотелые и полупустотелые заклепки

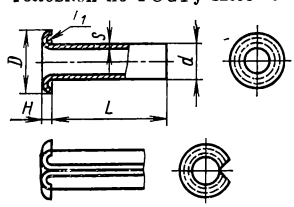
33. Пустотелые заклепки

Пустотелые заклепки часто применяют, чтобы использовать их отверстия в заклепочных соединениях, например, для пропуска электрических проводников, крепежных или других деталей.

При соединении деталей из кожи, пластмасс и текстиля рекомендуется опорную площадь фланцев заклепок увеличивать посредством металлических подкладок и шайб.

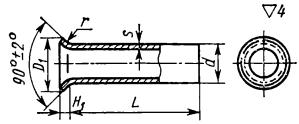
Размеры в *мм*

Заклепки со скругленной головкой по ГОСТу 12638—67

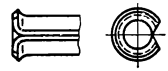


Заклепки с потайной головкой по ГОСТу 12640—67

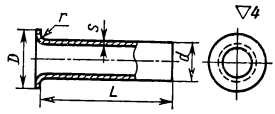
Исполнение 1



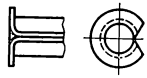
Исполнение 2



Исполнение 1



Исполнение 2



Заклепки с плоской головкой по ГОСТу 12639—67

Общие размеры							ГОСТ 12638—67		ГОСТ 12640—67		
		Толщина стенки заклепок s									
d	D	стальных	латунных	алюминиевого сплава	медных	r, не более	H	r_1 справочный	D_1	H_1	L *
1,6±0,12	2,9	0,16	0,15	—	—	0,2	0,4	0,25	2,2	0,4	2—8
2±0,12	3,5	0,25	0,25	—	—	0,2	0,5	0,25	2,6	0,4	2—16
2,5±0,12	4	0,25	0,25	—	—	0,2	0,5	0,25	3,2	0,5	3—20
3±0,12	5	0,3	0,4	0,4	0,5	0,2	0,7	0,3	3,8	0,6	3—28
4±0,16	6,2	0,5	0,5	0,5	0,5	0,3	0,8	0,3	5	0,8	3—28
5±0,16	7,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,3	0,9	0,4	6	0,8	3—40
6±0,16	10	0,5	0,5	0,5	0,5	0,3	1,0	0,75	7,5	1,1	3—40
8±0,2	13	1,0	1,0	1,0	1,0	0,5	1,2	0,75	9,5	1,5	3—40
10±0,2	15	1,0	1,0	1,0	1,0	0,5	1,5	0,75	12	1,7	3—40

* Размер L в указанных пределах брать из ряда: 2; 3; 4; 5; 6; 7; 8; 9; 10 (11); 12 (13); 14 (15); 16 (17); 18; 20; 22; 24; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40.

ГОСТ 12638—67 предусматривает $d = 1 \div 20$.

ГОСТ 12639—67 и ГОСТ 12640—67 предусматривают также $d = 1 \div 1{,}2$.

Предельные отклонения d заклепок исполнения 1 — по сортаменту труб.

Технические требования по ГОСТу 12644—67 (табл. 35).

Пример обозначения заклепки со скругленной головкой размерами $d = 3$ *мм*, $l = 20$ *мм*, из материала подгруппы 00, с покрытием по группе 2, исполнения 1:

Заклепка 3×20—002 ГОСТ 12638—67

То же, заклепка с плоской головкой, исполнения 2:

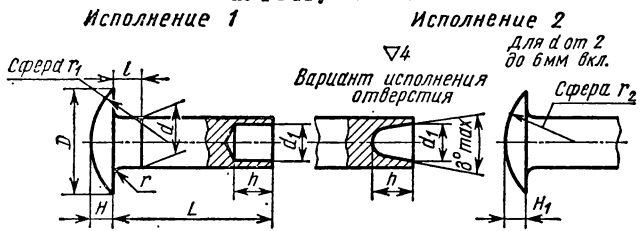
Заклепка 2—3×20—002 ГОСТ 12639—67

34. Заклепки полупустотелые нормальной точности

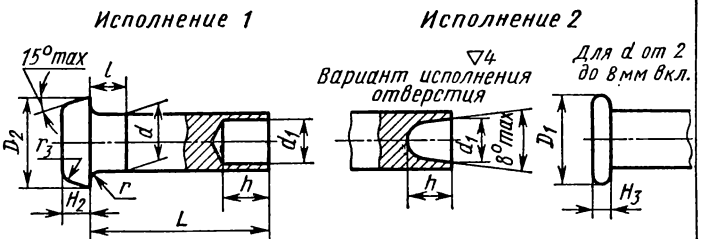
Полупустотелые заклепки часто применяют в случаях, когда нежелательно или недопустимо заклепочные соединения подвергать ударам.

Размеры в *мм*

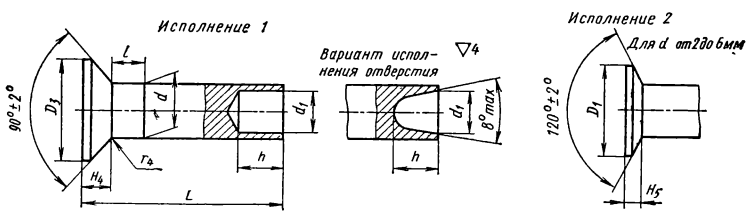
Заклепки полупустотелые с полукруглой головкой по ГОСТу 12641—67



Заклепки полупустотелые с плоской головкой по ГОСТу 12642—67



Заклепки полупустотелые с потайной головкой по ГОСТу 12643—67



Общие размеры						Заклепка по ГОСТу 12641—67					Заклепка по ГОСТу 12642—67				Заклепка по ГОСТу 12643—67				L **
d	D_1		d_1	h	l *	D	H	H_1	r_1	r_2	D_2	H_2	H_3		D_3	H_4	H_5	r_4	
1,6 ± 0,12	—	0,2	1	1,5	1,5	3,2	0,7	—	2,2	—	3	0,8	—	0,4	2,9	0,7	—	0,1	3—10
2 ± 0,12	4	0,2	1,2	1,5	1,5	4	0,8	0,7	2,9	3,2	3,8	1,0	0,7	0,6	3,9	1,0	0,6	0,1	3—20

2,5 ± 0,12	5	0,2	1,6	2,5	3	5	1,0	0,85	3,6	4,1	4,8	1,2	0,85	0,6	4,5	1,1	0,75	0,1	4—30
3 ± 0,12	6	0,2	2	2,5	3	6	1,2	1,0	4,4	5	5,5	1,6	1,0	0,6	5,2	1,2	0,9	0,1	4—40
4 ± 0,16	8	0,3	2,8	4	3	8	1,6	1,4	5,8	7,2	7,5	2	1,4	0,8	7,0	1,6	1,2	0,2	6—48
5 ± 0,16	10	0,3	3,5	5	4	10	2,0	1,7	7,2	8,2	9,5	2,5	1,7	1,2	8,8	2,0	1,5	0,2	7—48
6 ± 0,16	12	0,3	4,5	5	4	12	2,5	2	8,4	10	11	3	2,0	1,2	10,7	2,4	1,8	0,2	7—52
8 ± 0,20	16	0,3	6	6	4	16	3,0	—	12,2	—	14	4	2,7	2,0	13,9	3,2	—	0,2	10—60

* Расстояние основания головки до места замера диаметра; для коротких заклепок (длиной менее $2d$) диаметры замеряются на середине длины стержня заклепки.

** Размер L в указанных пределах брать из ряда: 3; 4; 5; 6; 7; 8; 9; 10 (11); 12 (13); 14 (15); 16 (17); 18; 20; 22; 24; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 44; 46; 48; 50; 52; 55; 58; 60.

ГОСТы предусматривают $d = 1$; 1,2; (1,4); (3,5) и 10 *мм*.

Вариант исполнения отверстия в заклепке d_1 устанавливается предприятием-изготовителем.

Пример обозначения заклепки $d = 3$ *мм*, длиной $L = 20$ *мм*, из материала подгруппы 00, с покрытием по группе 2, исполнения 1, по ГОСТу 12641—67:

Заклепка 3×20—002 ГОСТ 12641—67

То же, исполнения 2, по ГОСТу 12642—67:

Заклепка 2—3×20—002 ГОСТ 12642—67

35. Технические требования на пустотелые и полупустотелые заклепки (по ГОСТу 12644—67)

Рекомендуемые марки материалов и покрытия заклепок

Материал				Покрытие		Обозначение материала и покрытия
Номер группы	Вид материала	Номер подгруппы	Рекомендуемая марка	Номер группы	Наименование и обозначение (по ГОСТу 9791—61)	
0	Углеродистые стали	00	10, 10кп	0	Без покрытия	Не обозначается
				1	Цинковое хроматированное (Ц. хр)	001
				2	Кадмиевое хроматированное (Кд. хр)	002
				5	Окисное (Хим. окс)	005
				6	Фосфатное (Хим. фос)	006
				9	Сплавом ПОС (Гор. ПОС)	009
		01	20, 20кп	0	Без покрытия	010
				1	Цинковое хроматированное (Ц. хр)	011
				2	Кадмиевое хроматированное (Кд. хр)	012
				5	Окисное (Хим. окс)	015
				6	Фосфатное (Хим. фос)	016
				9	Сплавом ПОС (Гор. ПОС)	019
6	Цветные металлы	62	Л63	0	Без покрытия	620
				1	Цинковое хроматированное (Ц. хр)	621
				3	Никелевое однослойное (Н)	623
				9	Сплавом ПОС (Гор. ПОС)	629
		64	М3	0	Без покрытия	640
				3	Никелевое однослойное (Н)	643
				9	Сплавом ПОС (Гор. ПОС)	649

Продолжение табл. 35

Материал				Покрытие		Обозначение материала и покрытия
Номер группы	Вид материала	Номер подгруппы	Рекомендуемая марка	Номер группы	Наименование и обозначение (по ГОСТу 9791—61)	
7	Легкие металлы и сплавы	70 71	АД1 Д18	0	Без покрытия	700 710
		70 71	АД1 Д18	1	Окисное, наполненное раствором хромпика (Ан. Окс. хр)	701 711

Для стальных заклепок покрытие Хим. фос. рекомендуется в качестве грунта под лакокрасочные покрытия.

Заклепки из сплава Д18 должны быть подвергнуты закалке и старению.

Для пустотелых заклепок исполнения 2, изготовленных из листа (ленты) путем свертывания и отбортовки головки, зазор в месте стыка на цилиндрической части стержня — не более 0,2 *мм*.

Для пустотелых заклепок, изготовленных штамповкой из листа и ленты, допускается скругление торца стержня по наружной кромке.

Отверстия в стержне полупустотелых заклепок могут быть выполнены как сверлением, так и высадкой. Форма дна отверстия не регламентируется.

СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Швы сварных соединений

Основные типы сварных швов в зависимости от вида соединения, в котором они применены, размеры и форма полученного шва, а также конструктивные элементы подготовки кромок свариваемых деталей приведены в ГОСТе 5264—69.

Требованиям этого ГОСТа должны удовлетворять швы сварных соединений конструкций из углеродистых и низколегированных сталей, выполняемые ручной электродуговой сваркой металлическим электродом при толщине свариваемого металла до 100 *мм* включительно.

Изображения и обозначения швов сварных соединений — см. ГОСТ 2.312—72.

Электроды

Для сварки конструкционных малоуглеродистых и низколегированных сталей применяют главным образом электроды типа Э42 и Э42А, для сварки среднеуглеродистых и низколегированных сталей — Э50 и Э50А.

Размеры электродов и общие технические требования на них приведены в ГОСТе 9466—60, а типы электродов — в ГОСТе 9467—60.

Расчет прочности сварных соединений

Соединение встык с прямым швом (рис. 24). Допускаемое усилие для соединения при растяжении $P_1=[\sigma'_p]lS$, то же при сжатии $P_2=[\sigma'_{сж}]lS$,

где $[\sigma'_p]$ и $[\sigma'_{сж}]$ — допускаемые напряжения для сварного шва соответственно при растяжении или сжатии.

При расчете прочности все виды подготовки кромок в соединениях встык принимают равноценными.

Соединение встык с косым швом (рис. 25). Допускаемое усилие для соединения при растяжении

$$P_1=\frac{[\sigma'_p]lS}{\sin\beta},$$

то же при сжатии

$$P_2=\frac{[\sigma'_{сж}]lS}{\sin\beta}.$$

При $\beta = 45^\circ$ соединение равнопрочно целому сечению.

Соединение внахлестку (рис. 26). Соединения выполняют угловым (валиковым) швом. В зависимости от направления шва относительно направления

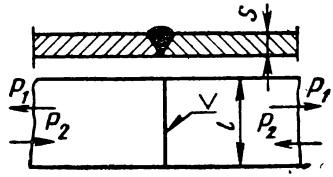


Рис. 24

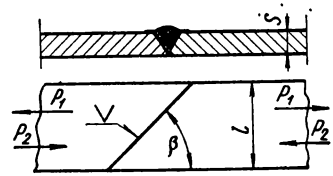


Рис. 25

действующих сил угловые швы называют лобовыми (рис. 26, *а*), фланговыми (рис. 26, *б*), косыми (рис. 26, *в*) и комбинированными (рис. 26, *г*).

Максимальную длину лобового и косого швов не ограничивают. Длину фланговых швов следует принимать не более $60K$, где K — длина катета шва. Ми-

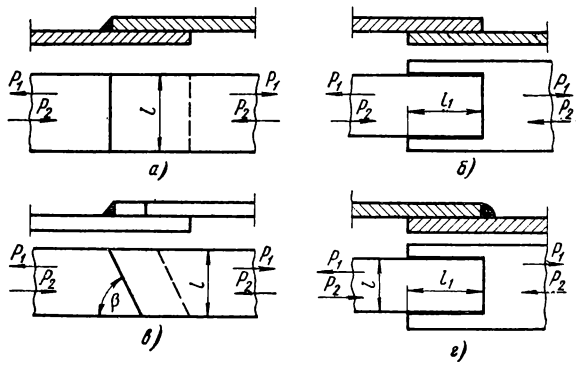


Рис. 26

нимальная длина углового шва 30 *мм*; при меньшей длине дефекты в начале и в конце шва значительно снижают его прочность. Минимальную длину катета углового шва $K_{\min}$ принимают равной 3 *мм*, если толщина металла $S \geqslant 3$ *мм*.

Допускаемое усилие для соединения $P_1 = P_2 = 0{,}7\,[\tau'_{ср}]\,KL$,

где $[\tau'_{ср}]$ — допускаемое напряжение для сварного шва на срез; K — длина катета шва; L — длина всего периметра угловых швов;

для лобовых швов $L = l$;

» фланговых $L = 2l_1$;

» косых $L=\dfrac{l}{\sin\beta}$;

» комбинированных $L = 2l_1 + l$.

Соединения несимметричных элементов (например, угловых профилей, рис. 27). Усилия передаваемые на швы *1* и *2*, находят из уравнений статики:

$$P_1 = P\frac{e_1}{e}; \quad P_2 = P\frac{e_2}{e}.$$

Необходимая длина швов

$$l_1 = \frac{P_1}{0{,}7\,[\tau'_{ср}]\,K}; \quad l_2 = \frac{P_2}{0{,}7\,[\tau'_{ср}]\,K},$$

где $[\tau'_{ср}]$ — допускаемое напряжение для сварного шва на срез; K — длина катета шва.

Примечание. Допускается увеличение l_2 до размера l_1.

Соединение втавр:

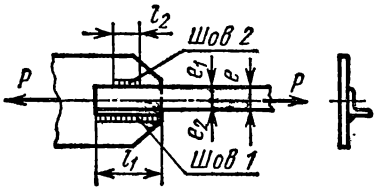


Рис. 27

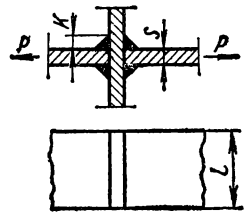


Рис. 28

а) наиболее простое в технологическом отношении (рис. 28). Допускаемое усилие для растяжения

$$P = 2\,[\tau'_{ср}]\,0{,}7\,Kl,$$

где $[\tau'_{ср}]$ — допускаемое напряжение для сварного шва на срез; K — длина катета шва не должна превышать $1{,}2S$ (S — наименьшая толщина свариваемых элементов);

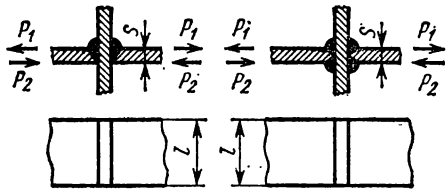


Рис. 29

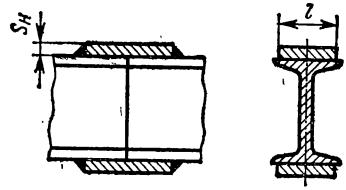


Рис. 30

б) обеспечивающее лучшую передачу усилий (рис. 29). Допускаемое усилие для растяжения

$$P_1 = [\sigma'_р]\,lS,$$

допускаемое усилие для сжатия

$$P_2 = [\sigma'_{сж}]\,lS,$$

где $[\sigma'_р]$ и $[\sigma'_{сж}]$ — допускаемые напряжения для сварного шва при растяжении или сжатии.

Соединение с накладками. Сечение н а к л а д о к, обеспечивающее равнопрочность целому сечению (рис. 30):

$$F_н = S_н l = \frac{F([\sigma_p] - [\sigma'_p])}{[\sigma'_p]},$$

где F — сечение основного металла; $[\sigma_p]$ — допускаемое напряжение при растяжении основного металла; $[\sigma'_p]$ — допускаемое напряжение для сварного шва при растяжении.

Сечение н а к л а д к и, обеспечивающее равнопрочность целому сечению (рис. 31):

$$F_н = S_н l = \frac{F([\sigma_p] - [\tau'_{cp}])}{[\tau'_{cp}]},$$

где F — сечение основного металла; $[\sigma_p]$ — допускаемое напряжение основного металла на растяжение; $[\tau'_{cp}]$ — допускаемое напряжение для сварного шва на срез.

Соединения с прорезями (рис. 32) применяют лишь в случаях, когда угловые швы недостаточны для скрепления. Рекомендуется $a = 2S$, $l = (10 \div 25)S$.

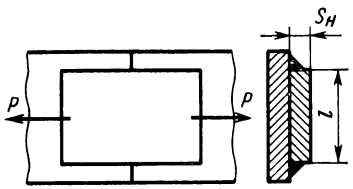


Рис. 31

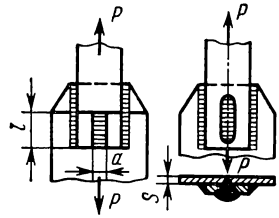


Рис. 32

Допускаемое усилие, действующее на прорезь,

$$P = 2[\tau'_{cp}] lS,$$

где $[\tau'_{cp}]$ — допускаемое напряжение для сварного шва на срез.

Расчет прочности соединения, на которое действует изгибающий момент. При расчете прочности соединения (рис. 33), осуществленного стыковым швом, находящимся под действием изгибающего момента M_u и продольной силы P, условие прочности

$$\sigma = \frac{M_u}{W} + \frac{P}{F} \leqslant [\sigma'_p],$$

где

$$W = \frac{Sh^2}{6} \quad \text{и} \quad F = hS.$$

При расчете прочности соединения (рис. 34), осуществленного угловым швом, находящимся под действием изгибающего момента M_u и продольной силы P, расчетные касательные напряжения в шве

$$\tau = \frac{M_u}{W_c} + \frac{P}{F_c} \leqslant [\tau'_{cp}],$$

где

$$W_c = \frac{0{,}7Kh^2}{6}; \quad F_c = 0{,}7Kh.$$

При расчете прочности соединений (рис. 35), состоящих из нескольких швов и работающих на изгиб, принимают (для приведенного графически случая), что

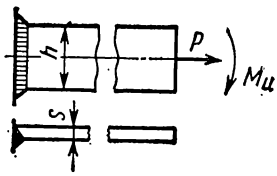


Рис. 33

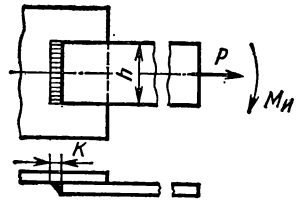


Рис. 34

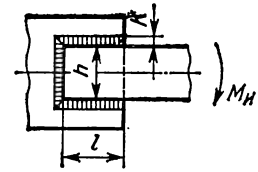


Рис. 35

изгибающий момент $M_и$ уравновешивается парой сил в горизонтальных швах и моментом защемления вертикального шва:

$$M_и = \tau 0{,}7Kl\,(h+K) + \frac{\tau 0{,}7Kh^2}{6},$$

откуда

$$\tau = \frac{M_и}{0{,}7Kl\,(h+K) + \frac{0{,}7Kh^2}{6}} \leqslant [\tau'_{ср}]. \qquad (1)$$

Если момент $M_и$ и допускаемое напряжение τ заданы, то из полученного уравнения следует определить l и K, задавшись остальными геометрическими параметрами.

Допускаемые напряжения для сварных швов

Допускаемые напряжения (табл. 36 и 37) для сварных швов принимают в зависимости:

36. Допускаемые напряжения для сварных швов в машиностроительных конструкциях при постоянной нагрузке

Сварка	Для соединения встык		При срезе $[\tau'_{ср}]$
	при растяжении $[\sigma'_р]$	при сжатии $[\sigma'_{сж}]$	
Ручная электродами Э42	0,9 $[\sigma_р]$	$[\sigma_р]$	0,6 $[\sigma_р]$
Ручная электродами Э42А	$[\sigma_р]$	$[\sigma_р]$	0,65 $[\sigma_р]$

$[\sigma_р]$ — допускаемое напряжение при растяжении для основного металла.

а) от допускаемых напряжений, принятых для основного металла;
б) от характера действующих нагрузок.

В конструкциях из стали Ст5, подвергающихся воздействию переменных или знакопеременных нагрузок, допускаемые напряжения для основного металла понижают, умножая на коэффициент

$$\gamma = \frac{0{,}8}{1{,}2 - 0{,}8\frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}} \leqslant 1,$$

где σ_{min} и σ_{max} — соответственно минимальное и максимальное напряжения, взятые каждое со своим знаком.

Для конструкций из малоуглеродистых сталей при действии переменных нагрузок рекомендуется принимать коэффициент понижения допускаемых напряжений в основном металле

$$\gamma = \frac{1}{0{,}6K_s + 0{,}2 - (0{,}6K_s - 0{,}2)\,r} \leqslant 1,$$

где r — характеристика цикла, $r = \frac{P_{\min}}{P_{\max}}$; $P_{\min}$ и $P_{\max}$ — соответственно наименьшее и наибольшее по абсолютной величине усилия в рассматриваемом соединении, взятые каждое со своим знаком; K_s — эффективный коэффициент концентрации напряжений (табл. 38).

37. Допускаемые напряжения в $кГ/см^2$ для металлоконструкций промышленных сооружений (подкрановые балки, строительные фермы и т. п.)

Марка стали	Учитываемые нагрузки					
	основные			основные и дополнительные		
	вызывающие напряжения					
	растяжения, сжатия, изгиба	среза	смятия (торцового)	растяжения, сжатия, изгиба	среза	смятия (торцового)
Подкрановые балки, стропильные фермы и т. п.						
Ст2	1400	900	2100	1600	1000	2400
Ст3	1600	1000	2400	1800	1100	2700
Металлоконструкции типа крановых ферм						
Ст0 и Ст2	1200	950	1800	1450	1150	2200
Ст3 и Ст4	1400	1100	2100	1700	1350	2550
Ст5	1750	1400	2600	2100	1700	3150
Низколегированная НЛ-2	2100	1700	3150	2500	2000	3760

Примеры расчета прочности сварных соединений

Пример 1. Определить длину швов, прикрепляющих уголок 100 × 100 × 10 *мм* к косынке (рис. 36). Соединение конструируется равнопрочным целому элементу.

Материал: сталь Ст2. Электроды Э42.

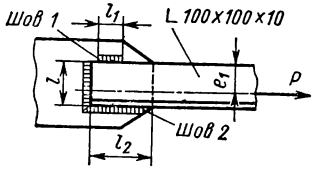


Рис. 36

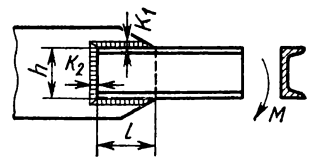


Рис. 37

В табл. 37 для стали Ст2 находим допускаемое напряжение $[\sigma_p] = 1400\ кГ/см^2$.

Расчетное усилие в уголке $P = 1400 \times 19{,}2 = 26\,880\ кГ$. В данном случае допускаемое напряжение при срезе (согласно табл. 36) в сварном шве $[\tau'_{ср}] = 1400 \times 0{,}6 = 840\ кГ/см^2$,

Требуемая длина периметров швов (при $K = 10$ *мм*) при соединении внахлестку согласно расчету к рис. 26 и 27

$$L = \frac{26\,880}{0{,}7 \cdot 840 \cdot 1} = 45{,}8 \text{ см}.$$

Длина лобового шва $l = 10$ *см*; требуемая длина обоих фланговых швов $l_{фл} = 45{,}8 - 10 = 35{,}8$ *см*.

Так как для данного уголка $e_1 = 0{,}717\ l \approx 0{,}7\ l$ (см. сортамент в гл. I, книги 1, на стр. 36), то длина шва *2* будет $l_2 = 0{,}7 \cdot 35{,}8 \approx 25$ *см*, длина шва *1* будет $l_1 = 0{,}3 \times 35{,}8 \approx 10{,}8$ *см*.

Принимаем $l_2 = 27$ *см*, $l_1 = 13$ *см*.

Пример 2. Определить длину l швов, прикрепляющих швеллер № 20а, нагруженный на конце моментом $M = 2{,}4$ *тм* (рис. 37). Материал: сталь Ст2; электроды Э42.

В табл. 37 для стали Ст2 находим допускаемое напряжение $[\sigma_р] = 1400$ *кГ/см²*.

Допускаемое напряжение при срезе (согласно табл. 36) в сварном шве

$$[\tau'_{ср}] = 1400 \cdot 0{,}6 = 840 \text{ кГ/см}^2.$$

Момент сопротивления сечения швеллера

$$W = 178 \text{ см}^3.$$

Напряжение

$$\sigma = \frac{240\,000}{178} \approx 1350 \text{ кГ/см}^2.$$

Катет горизонтальных швов $K_1 = 10$ *мм*, вертикального $K_2 = 7{,}5$ *мм*.

Из формулы (1) находим

$$l = \frac{240\,000 - \dfrac{0{,}7 \cdot 0{,}75 \cdot 20^2}{6} 840}{0{,}7 \cdot 1\,(20+1) \cdot 840} = 17 \text{ см}.$$

Принимаем $l = 20$ *см*.

При этой длине шва напряжение при изгибе

$$\tau_{из} = \frac{240\,000}{0{,}7\left[1 \cdot 20\,(20+1) + \dfrac{0{,}75 \cdot 20^2}{6}\right]} = 730 \text{ кГ/см}^2.$$

38. Эффективный коэффициент концентрации напряжения K_s

Расчетные сечения основного металла	K_s
Вдали от сварных швов	1,00
В месте перехода к стыковому или лобовому шву (металл обработан наждачным кругом)	1,00
То же (металл обработан строганием)	1,10
В месте перехода к стыковому шву без механической обработки последнего	1,40
В месте перехода к лобовому шву без обработки последнего, но с плавным переходом при ручной сварке	2,00
В месте перехода к лобовому шву при наличии выпуклого валика и небольшого подреза	3,00
В месте перехода к продольным (фланговым) швам у концов последних	3,00

Дополнительные источники

Соединения зубчатые (шлицевые) эвольвентные — ГОСТ 6033—51.

О клиновых шпонках, создающих напряженное соединение, при котором они в состоянии передать крутящий момент и осевую силу, см. ГОСТы 8791—68, 8792—68 и 8793—68.

Шпонки тангенциальные — ГОСТы 8796—68 и 8797—68.

Гринбойм М. Я., Гуторов В. Г., Жиляев А. В. и др. Справочник по Котлонадзору, изд. 2. Госэнергоиздат, 1954 (см. сварку объектов, поднадзорных Котлонадзору, в частности сосудов, работающих под давлением).

ГЛАВА VIII

ПРУЖИНЫ

ВИНТОВЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ПРУЖИНЫ СЖАТИЯ И РАСТЯЖЕНИЯ

Классы и разряды пружин

Ниже рассматриваются винтовые цилиндрические пружины сжатия и растяжения из стали круглого сечения с индексами $\frac{D_0}{d}$ от 4 до 12. Приводимые данные не распространяются на пружины для работы при повышенных температурах, а также в агрессивных и иных средах, требующих применения специальных материалов. Пружины разделяют на классы и разряды (табл. 1 и 2).

Отсутствие соударения витков у пружин сжатия определяется условием

$$\frac{v_0}{v_{кр}} \leqslant 1,$$

где v_0 — наибольшая скорость перемещения подвижного конца пружины при нагружении или при разгрузке в *м/сек*; $v_{кр}$ — критическая скорость пружин сжатия в *м/сек* (соответствует возникновению соударения витков пружины от сил инерции).

Выносливость и стойкость пружин. При определении размеров пружин необходимо учитывать, что при $v_0 > v_{кр}$, помимо касательных напряжений кручения, возникают контактные напряжения от соударения витков, движущихся по инерции после замедления и остановок сопрягаемых с пружинами деталей. Если соударение витков отсутствует, то лучшую выносливость имеют пружины с низкими напряжениями τ_3, т. е. пружины I класса по табл. 1, промежуточную — циклические пружины II класса и худшую — пружины III класса.

При наличии интенсивного соударения витков выносливость располагается в обратном порядке, т. е. повышается не с понижением, а с ростом τ_3. В таком

1. Классы пружин

Класс пружин	Пружины	Нагружение	Выносливость в циклах, не менее	Инерционное соударение витков
I	Сжатия / Растяжения	Циклическое	$5 \cdot 10^6$	Отсутствует
II	Сжатия / Растяжения	Циклическое и статическое	$1 \cdot 10^5$	Отсутствует
III	Сжатия	Циклическое	$2 \cdot 10^3$	Может наблюдаться

2. Разряды пружин

Класс	Разряд	Вид	Сила пружины при максимальной деформации P_3 в $кГ$	Проволока: Диаметр d в $мм$	Проволока: Марка стали	Проволока: Твердость после термообработки HRC	Проволока: ГОСТ	Максимальное касательное напряжение при кручении τ_3 в $кГ/мм^2$	Упрочнение	ГОСТ на параметры витков пружин
I	1	Одножильные сжатия и растяжения	0,100—85	0,2—5,0	По ГОСТу 1050—60 и ГОСТу 1435—54	—	9389—60* (класса I)	$0{,}3\sigma_в$	При необходимости повышения циклической прочности назначается упрочнение дробью	13766—68
	2		0,100—80				9389—60* (классов II и IIА)			13767—68
	3		14—600	3—12	60С2А; 65С2ВА по ГОСТу 14963—69	46—52	14963—69	56		13768—68
					50ХФА по ГОСТу 14963—69	44—50				
II	1	Одножильные сжатия и растяжения	0,150—140	0,2—5,0	По ГОСТу 1050—60 и ГОСТу 1435—54	—	9389—60* (класса I)	$0{,}5\sigma_в$		13770—68
	2		0,125—125				9389—60* (классов II и IIА)			13771—68
	3		23,6—1000	3—12	60С2А; 65С2ВА по ГОСТу 14963—69	46—52	14963—69	96		13772—68
					65Г по ГОСТу 1050—60		2771—57			
					50ХФА по ГОСТу 14963—69	44—50	14963—69			
III	2	Одножильные сжатия	31,5—1400	3—12	60С2А; 65С2ВА по ГОСТу 14963—69	53—57		135	Обязательно назначается упрочнение дробью	13775—68

Максимальное касательное напряжение при кручении τ_3 назначено с учетом кривизны витков.
Временное сопротивление при растяжении $\sigma_в$ — по ГОСТу 9389—60.

же порядке располагается и стойкость, т. е. уменьшение остаточных деформаций или осадок пружин.

Средствами регулирования выносливости и стойкости циклических пружин в рамках каждого класса при неизменных заданных значениях рабочего хода служат изменения разности между максимальным касательным напряжением при кручении τ_3 и касательным напряжением при рабочей деформации τ_2.

Возрастания разности $\tau_3 - \tau_2$ обуславливают увеличение выносливости и стойкости циклических пружин всех классов при одновременном возрастании размеров узлов. Уменьшение разностей $\tau_3 - \tau_2$ сопровождается обратными изменениями служебных качеств и размеров пространств в механизмах для размещения пружин.

Для пружин I класса расчетные напряжения и свойства металла регламентированы так, что при $\frac{v_0}{v_{кр}} \leqslant 1$ обусловленная выносливость пружин при действии силы P_1 (сила пружины при предварительной деформации) не менее $0{,}2P_3$ (сила пружины при максимальной деформации) обеспечивается при всех осуществимых расположениях и величинах рабочих участков на силовых диаграммах [разности напряжений $\tau_3 - \tau_2$ и $\tau_2 - \tau_1$ (касательное напряжение при предварительной деформации)].

Циклические пружины II класса при $\frac{v_0}{v_{кр}} \leqslant 1$ в зависимости от расположения и величин рабочих участков могут быть поставлены в условия как неограниченной, так и ограниченной выносливости.

Пружины IIЦ класса при всех отношениях $\frac{v_0}{v_{кр}}$ и величинах относительного инерционного зазора пружин δ не более 0,4 характеризуются ограниченной выносливостью, поскольку они рассчитаны на предельно высокие касательные напряжения кручения, к которым при $\frac{v_0}{v_{кр}} > 1$ добавляются контактные напряжения от соударения витков.

Все статические пружины, длительно пребывающие в деформированном состоянии и периодически нагружаемые со скоростью v_0 менее $v_{кр}$, относятся ко II классу. Вводимые стандартом ограничения расчетных напряжений и свойств проволоки (табл. 2) обеспечивают неограниченную стойкость статических пружин при остаточных деформациях не более 15% от величины максимальной деформации F_3.

Допустимые остаточные деформации статических пружин регламентируются координацией сил пружины при рабочей деформации P_2 на силовых диаграммах, причем увеличение разности $P_3 - P_2$ способствует уменьшению остаточных деформаций.

Технологические средства регулирования выносливости и стойкости пружин определяются техническими требованиями.

Материалы для пружин

Имеющиеся в промышленности марки пружинной стали характеризуются следующими свойствами и условиями применений.

Проволока класса I по ГОСТу 9389—60 * (табл. 3). Высокая разрывная прочность. Наличие больших остаточных напряжений первого рода (от волочения и навивки) обуславливает появление остаточных деформаций пружин при напряжениях $\tau_3 > 0{,}32\sigma_в$. При $v_0 > v_{кр}$ остаточные деформации высоки независимо от применения операции заневоливания.

Проволока классов II и IIА по ГОСТу 9389—60* отличается от проволоки класса I меньшей прочностью при разрыве и повышенной пластичностью. Применяется для изделий, работающих при низких температурах, а также для пружин растяжения со сложными конструкциями зацепов. Проволока класса IIА отличается от проволоки класса II более высокой точностью размеров, меньшим содержанием вредных примесей в металле и повышенной пластичностью.

3. Стальная углеродистая пружинная проволока (по ГОСТу 9389—60*)

Стальную углеродистую проволоку применяют для изготовления пружин, навиваемых в холодном состоянии и не подвергаемых закалке.

В зависимости от механических свойств установлено четыре класса пружинной проволоки: I, II, IIA и III.

Диаметр проволоки в *мм*	Класс I			Класс II			Класс IIA			Масса 1000 *м* в *кг*
	Временное сопротивление в *кГ/мм²*	Число перегибов, не менее	Число скручиваний, не менее	Временное сопротивление в *кГ/мм²*	Число перегибов, не менее	Число скручиваний, не менее	Временное сопротивление в *кГ/мм²*	Число перегибов, не менее	Число скручиваний, не менее	
0,20	270—310	—	30	225—270	—	30	225—270	—	32	0,247
0,22	270—310	—	29	225—270	—	29	225—270	—	32	0,298
0,25	270—310	—	27	225—270	—	27	225—270	—	32	0,385
0,28	270—310	—	26	225—270	—	26	225—270	—	31	0,484
0,30	270—310	—	23	225—270	—	23	225—270	—	31	0,555
0,36	265—305	—	22	220—265	—	22	220—265	—	30	0,80
0,40	265—305	—	20	220—265	—	21	220—265	—	28	0,99
0,45	265—305	—	17	220—265	—	20	220—265	—	28	1,25
0,50	265—305	—	16	220—265	—	19	220—265	—	27	1,54
0,56	265—305	—	16	220—265	—	19	220—265	—	27	1,93
0,6	265—305	—	16	220—265	—	18	220—265	—	25	2,22
0,7	260—300	—	16	215—260	—	18	215—260	—	25	3,02
0,8	260—300	11	16	215—260	12	17	215—260	12	24	3,95
0,9	255—290	10	16	210—255	11	17	210—255	11	24	4,99
1,0	250—285	9	16	205—250	10	17	205—250	10	24	6,17
1,1	240—275	8	16	195—240	8	17	195—240	8	24	7,46
1,2	240—270	7	16	195—240	7	17	195—240	7	24	8,88
1,4	230—260	17	16	190—230	17	17	190—230	17	24	12,08
1,6	220—250	13	16	185—220	13	17	185—220	13	24	15,78
1,8	210—240	10	15	180—210	10	17	180—210	10	24	19,94
2,0	200—230	8	14	180—210	9	16	180—210	9	23	24,65
2,2	190—220	7	13	170—200	8	15	170—200	8	22	29,83
2,5	180—205	6	12	165—195	7	15	165—195	7	21	38,54
2,8	175—200	7	11	165—195	9	14	165—195	9	19	48,36
3,0	170—195	4	10	165—195	5	13	165—195	5	18	55,50
3,5	165—190	3	8	155—180	5	13	155—180	5	18	75,52
4,0	160—185	4	6	150—175	6	13	150—170	6	18	98,7
4,5	150—175	4	6	140—165	5	12	140—165	5	16	124,8
5,0	150—175	3	4	140—165	4	9	140—165	4	13	154,2

ГОСТ 9389—60 * предусматривает и другие диаметры проволоки в пределах 0,14—8,00 *мм*, а также проволоку класса III.

Сталь марки 65Г. Повышенная склонность к образованию закалочных трещин. Применяется с целью удешевления продукции для изделий массового производства в случаях, когда поломки пружин не вызывают нарушения функционирования деталей механизмов и замена пружин не трудоемка.

Сталь марки 50ХФА. Повышенная теплоустойчивость. Закаливается на твердость не более *HRC* 52. В результате высоких упругих и вязких свойств служит лучшим материалом для пружин I класса. Для пружин III класса непригодна по причине недостаточной твердости.

Сталь марки 60С2А. Высокие упругие и вязкие свойства. Повышенная склонность к графитизации и недостаточная прокаливаемость при сечениях $d > 20$ *мм*. Широко применяется для пружин I и II классов. Для пружин III класса назначается при $v_0 < 6$ *м/сек*.

Сталь марки 65С2ВА. Высокие упругие свойства и вязкость. Повышенная прокаливаемость. Служит лучшим материалом для пружин III класса. Применяется при $v_0 > 6$ *м/сек*.

Преимущественное использование пружин из стали 50ХФА определяется интервалом температур от минус 180 до плюс 250 °С, из проволоки класса IIА по ГОСТу 9389—60* — от минус 180 до плюс 120 °С, из стали марок 65Г, 60С2А, 65С2ВА и из проволоки класса I ГОСТа 9389—60* — от минус 60 до плюс 120 °С. В случаях использования пружин при более высоких температурах рекомендуется учитывать температурные изменения модуля.

Стальная легированная пружинная проволока (по ГОСТу 14963—69). Проволока круглого сечения предназначена для изготовления пружин, подвергающихся после навивки термической обработке (закалке и отпуску).

Проволоку подразделяют:

а) по *отделке поверхности* на:

полированную с шероховатостью поверхности не ниже класса 9-А,

шлифованную или полированную шероховатостью поверхности не ниже класса 8-Б,

шлифованную с шероховатостью поверхности не ниже класса 7-В,

шлифованную с шероховатостью поверхности не ниже класса 6-Г,

предварительно очищенную (посредством сплошной обдирки или шлифования) с последующим волочением — Д,

неполированную и нешлифованную (холоднотянутую) — Н;

б) по *точности изготовления*:

нормальной точности (класса ГТ4 по ГОСТу 2771—57) и повышенной точности (класса ГТ3а по ГОСТу 2771—57) — П;

в) по *назначению*:

для пружин горячей навивки — ГН, для пружин холодной навивки — ХН.

Проволоку изготовляют из стали 60С2А, 65С2ВА и 50ХФА диаметром 0,5; 0,55; 0,6; 0,63; 0,7; 0,8; 0,9; 1; 1,1; 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2; 2,2; 2,5; 2,8; 3; 3,2; 3,5; 3,8; 4; 4,2; 4,5; 4,8; 5; 5,5; 6; 6,2; 6,5; 7; 7,5; 8; 8,5; 9; 9,5; 10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14 *мм*. В состоянии поставки твердость проволоки, предназначенной для пружин холодной навивки, не превышает *HRC* 33 или *НВ* 302, а временное сопротивление разрыву не более 105,5 *кГ/мм*^{2}.

Примеры обозначений:

проволоки из стали 50ХФА, полированной, группы А, повышенной точности, холодной навивки, диаметром 3,5 *мм*:

Проволока 50ХФА-А-П-ХН-3,5 ГОСТ 14963—69

то же, из стали 60С2А, неполированной и нешлифованной, повышенной точности, горячей навивки, диаметром 9,0 *мм*:

Проволока 60С2А-Н-П-ГН-9,0 ГОСТ 14963—69.

Пружинная проволока из кремнистомарганцевой бронзы Бр. КМц-3-1. Наибольшее допускаемое напряжение при кручении $[\tau_{кр}]$ в *кГ/мм* в зависимости от групп пружин следующее:

Группа пружин	I	II	III
$[\tau_{кр}]$	$0{,}3\sigma_в$	$0{,}6\sigma_в$	$0{,}5\sigma_в$

Характеристика пружин:

I группа — пружины, подверженные динамическим нагрузкам. При работе пружин возможно их разрушение, причем замена пружины затруднена, а ее поломка может вызвать аварию механизма;

II группа — пружины нагружены статически, их несущая способность в пределах упругости повышена заневоливанием (пружины II группы заневоливаются);

III группа — пружины при статической или плавно прилагаемой переменной по величине нагрузке.

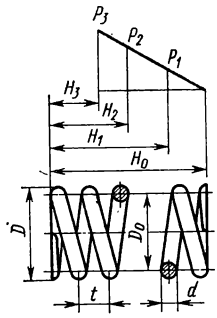
Для пружин с заневоливанием применяют особый метод расчета.

Для пружин растяжения с прицепами из отогнутых витков приведенные значения $[\tau_{кр}]$ уменьшают примерно на 25%.

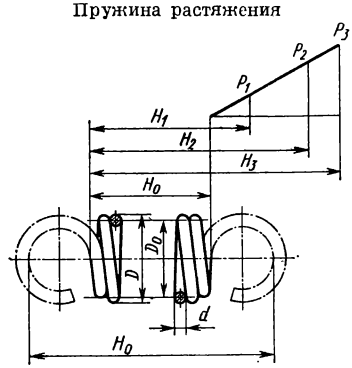
Расчет пружин

4. Формулы и способы расчета

Пружина сжатия



Пружина растяжения



Наименование и обозначение параметра и размера	Формулы, нормативы и способы расчета
Сила пружины при предварительной деформации P_1 в *кГ*	Назначаются или вычисляются по условиям работы механизма
Сила пружины при рабочей деформации (соответствует наибольшему принудительному перемещению подвижного звена в механизме) P_2 в *кГ*	
Рабочий ход h в *мм*	
Наибольшая скорость перемещения подвижного конца пружины при нагружении или разгрузке v_0 в *м/сек*	
Выносливость — число циклов до разрушения N	
Наружный диаметр пружины D в *мм*	Назначается предварительно с учетом конструкции узла. Уточняется по табл. 5—11
Относительный инерционный зазор пружины сжатия. Для пружины растяжения служит ограничением максимальной деформации	$\delta = 1 - \frac{P_2}{P_3}$. (1) Для пружин сжатия I и II классов $\delta = 0{,}05 \div 0{,}25$; для пружин растяжения $\delta = 0{,}05 \div 0{,}10$; для одножильных пружин III класса $\delta = 0{,}1 \div 0{,}4$
Сила пружины при максимальной деформации P_3 в *кГ*	$P_3 = \frac{P_2}{1-\delta}$. (2) Уточняется по табл. 5—11

Продолжение табл. 4

Наименование и обозначение параметра и размера	Формулы, нормативы и способы расчета
Диаметр проволоки d в *мм*	Выбирают по табл. 5—11
Жесткость одного витка z_1 в *кГ/мм*	
Максимальная деформация одного витка f_3 в *мм*	
Максимальное касательное напряжение при кручении (с учетом кривизны витка) τ_3 в *кГ/мм²*	Определяют по табл. 2
Критическая скорость пружины сжатия $v_{кр}$ в *м/сек*	$v_{кр} = \frac{\tau_3\left(1 \frac{P_2}{P_3}\right)}{\sqrt{2G\rho}}$, (3) где $\sqrt{2G\rho} = 3{,}58$
Модуль сдвига G в *кГ/мм²*	Для пружинной стали $G = 8 \cdot 10^3$
Плотность материала ρ в *кГ · сек²/мм⁴*	Для пружинной стали $\rho = 8 \cdot 10^{-10}$
Жесткость пружины z в *кГ/мм*	$z = \frac{P_2 - P_1}{h} = \frac{P_2}{F_2}$ (4)
Число рабочих витков n	$n = \frac{z_1}{z}$ (5)
Полное число витков n_1	$n_1 = n + n_2$, (6) где n_2 — число опорных витков
Средний диаметр пружины D_0 в *мм*	$D_0 = D - d$ (7)
Индекс пружины c	$c = \frac{D_0}{d}$ (8)
Предварительная деформация F_1 в *мм*	$F_1 = \frac{P_1}{z}$ (9)
Рабочая деформация F_2 в *мм*	$F_2 = \frac{P_2}{z}$ (10)
Максимальная деформация (при соприкосновении витков сжатия или при испытании пружины растяжения) F_3 в *мм*	$F_3 = \frac{P_3}{z}$ (11)

Продолжение табл. 4

Наименование и обозначение параметра и размера	Формулы, нормативы и способы расчета
Высота пружины при максимальной деформации H_3 в *мм*	$H_3 = (n_1 + 1 - n_3)\,d$, (12) где n_3 — число зашлифованных витков. Для пружин растяжения $H_3 = H_0 + F_3$ (12а)
Высота пружины в свободном состоянии H_0 в *мм*	$H_0 = H_3 + F_3$. (13) Для пружин растяжения $H_0 = (n_1 + 1)\,d$ (13а)
Высота пружины при предварительной деформации H_1 (определяет габариты узла пружины сжатия) в *мм*	$H_1 = H_0 - F_1$. (14) Для пружин растяжения $H_1 = H_0 + F_1$ (14а)
Высота пружины при рабочей деформации H_2 (определяет габариты узла пружины растяжения без учета зацепов) в *мм*	$H_2 = H_0 - F_2$. (15) Для пружин растяжения $H_2 = H_0 + F_2$ (15а)
Шаг пружины t в *мм*	$t = f_3 + d$. (16) Для пружин растяжения $t = d$ (16а)
Длина развернутой пружины (без учета зацепов пружины растяжения) L в *мм*	$L \approx 3{,}2 D_0 n_1$ (17)
Масса пружины Q в *кг*	$Q \approx 19{,}25 \cdot 10^{-6} D_0 d^2 n_1$ (18)
Объем, занимаемый пружиной, W в *мм*^{3}	$W = 0{,}758 D^2 H_1$ (19)

1. Исходными величинами для определения размеров пружин являются силы P_1 и P_2, рабочий ход h, наибольшая скорость v_0 перемещения подвижного конца пружины при нагружении или при разгрузке, заданная выносливость N и наружный диаметр D (предварительный) пружины.

Если задана только одна сила P_2, то тогда вместо рабочего хода h назначают прогиб F_2, соответствующий заданной силе.

2. По величине заданной выносливости N предварительно определяют принадлежность пружины к соответствующему классу по табл. 1.

3. По заданной силе P_2 и крайним значениям инерционного зазора δ вычисляют по формуле (2) граничные значения силы P_3.

4. По вычисленным величинам P_3, пользуясь табл. 2, предварительно определяют принадлежность пружины к соответствующему разряду в выбранном классе.

5. Из таблицы соответствующего стандарта (табл. 5—11) на параметры витков пружин отыскивают строку, в которой наружный диаметр витка наиболее близко совпадает с предварительно заданным значением D. Из этой же строки берут соответствующие величины силы P_3 и диаметра проволоки d.

6. По табл. 2 определяют напряжение τ_3 для пружин из закаливаемой стали. Для пружин из нагартованной проволоки τ_3 вычисляют с учетом значений временного сопротивления $\sigma_в$ по ГОСТу 9389—60.

7. По полученным значениям P_3 и τ_3, а также по заданной величине силы P_2 по формуле (3) вычисляют критическую скорость $v_{кр}$ и отношение $\frac{v_0}{v_{кр}}$, при помощи которого подтверждается или отрицается принадлежность пружины к предварительно установленному классу.

Несоблюдение условия $\frac{v_0}{v_{кр}} < 1$ для пружин I и II классов означает, что при скорости v_0 выносливость, обусловленная классификацией на стр. 348, может быть не обеспечена, в связи с чем пружина должна быть отнесена к последующему низшему классу или должны быть изменены исходные условия с таким расчетом, чтобы после повторных вычислений в указанном порядке удовлетворить требование $\frac{v_0}{v_{кр}} < 1$. В случае невозможности изменения исходных условий назначают запасные комплекты пружин.

8. По окончательно установленному классу и разряду из таблицы соответствующего стандарта на параметры витков пружин, помимо ранее найденных величин P_3, D и d, выбирают также величины z_1 и f_3, после чего остальные размеры пружины и габариты узла определяют путем последовательных вычислений по формулам (4)—(19).

Примеры определения размеров и формулы для проверочных расчетов жесткости и напряжений

Пример 1. Пружина сжатия.

Дано: $P_1 = 2{,}0$ *кГ*; $P_2 = 8$ *кГ*; $h = 30$ *мм*; $D = 10 \div 12$ *мм*; $v_0 = 5$ *м/сек*; $N = 1 \cdot 10^7$.

Пользуясь табл. 1, убеждаемся, что при заданной выносливости пружину следует отнести к I классу.

По формуле (2), пользуясь интервалом значений δ от 0,05 до 0,25 формулы (1), находим граничные значения силы P_3:

$$P_3 = \frac{P_2}{1-0{,}05} \div \frac{P_2}{1-0{,}25} = 8{,}4 \div 10{,}7 \text{ кГ}.$$

В интервале от 8,4 до 10,7 *кГ* в табл. 5 имеются следующие силы P_3: 8,50; 9,00; 9,50; 10,0 и 10,6 *кГ*.

Исходя из заданного диаметра и стремления обеспечить наибольшую критическую скорость, останавливаемся на витке со следующими данными (номер пружины 355):

$P_3 = 10{,}6$ *кГ*; $d = 1{,}8$ *мм*; $D = 12{,}0$ *мм*; $z_1 = 9{,}893$ *кГ/мм*; $f_3 = 1{,}071$ *мм*.

Учитывая, что для пружин I класса норма напряжений $\tau_3 = 0{,}3\sigma_в$ (табл. 2), находим, что для найденного диаметра проволоки расчетное напряжение $\tau_3 = 0{,}3 \cdot 210 = 63$ *кГ/мм*^{2}.

Принадлежность к I классу проверяем путем определения отношения $\frac{v_0}{v_{кр}}$, для чего предварительно находим критическую скорость по формуле (3) при $\delta = 0{,}25$:

$$v_{кр} = \frac{\tau_3\left(1 - \frac{P_2}{P_3}\right)}{3{,}58} = \frac{63 \cdot 0{,}25}{3{,}58} = 4{,}4 \text{ м/сек}$$

и

$$\frac{v_0}{v_{кр}} = \frac{5}{4{,}4} = 1{,}4 > 1.$$

Полученная величина свидетельствует о наличии соударения витков в данной пружине, и, следовательно, требуемая выносливость может быть не обеспечена. Легко убедиться, что при меньших значениях силы P_3 отношение $\frac{v_0}{v_{кр}}$ будет еще больше отличаться от единицы и указывать на еще большую интенсивность соударения витков.

Попытаемся использовать пружины II класса. Заданному наружному диаметру и найденным выше силам P_3 соответствует виток со следующими данными по табл. 8:

$P_3 = 9{,}5$ *кГ*; $d = 1{,}4$ *мм*; $D = 11{,}5$ *мм*; $z = 3{,}729$ *кГ/мм*; $f_3 = 2{,}548$ *мм*.

Учитывая норму напряжений для пружин II класса $\tau_3 = 0{,}5\sigma_в$, находим $\tau_3 = 0{,}5 \cdot 230 = 115$ *кГ/мм*^{2}.

По формуле (2) вычисляем $\delta = 1 - \frac{P_2}{P_3} = 1 - \frac{8{,}0}{9{,}5} = 0{,}16$ и находим $v_{кр}$ и $\frac{v_0}{v_{кр}}$, с помощью которых определяем принадлежность пружин ко II классу:

$$v_{кр} = \frac{115 \cdot 0{,}16}{3{,}58} = 5{,}14 \text{ м/сек}$$

и

$$\frac{v_0}{v_{кр}} = \frac{5{,}0}{5{,}14} = 0{,}973 < 1.$$

Полученная величина указывает на отсутствие соударения витков, и, следовательно, выбранная пружина удовлетворяет заданным условиям, но так как пружины II класса относятся к разряду ограниченной выносливости, то следует учитывать комплектацию машины запасными пружинами с учетом опытных данных.

Остальные размеры определяем по формулам табл. 4.

Жесткость пружины

$$z = \frac{P_2 - P_1}{h} = \frac{8 - 2}{30} = 0{,}20 \text{ кГ/мм}.$$

Число рабочих витков пружины

$$n = \frac{z_1}{z} = \frac{3{,}729}{0{,}2} = 18{,}67 \approx 18{,}5.$$

Уточненная жесткость

$$z = \frac{z_1}{n} = \frac{3{,}729}{18{,}5} = 0{,}202 \approx 0{,}2 \text{ кГ/мм}.$$

При полутора нерабочих витках полное число витков

$$n_1 = n + n_2 = 18{,}5 + 1{,}5 = 20.$$

По формуле (7) средний диаметр пружины

$$D_0 = 11{,}5 - 1{,}4 = 10{,}1 \text{ мм}.$$

Вычисляем деформации, высоты и шаг пружины:

$$F_1 = \frac{P_1}{z} = \frac{2}{0{,}2} = 10 \text{ мм};$$

$$F_2 = \frac{P_2}{z} = \frac{8}{0{,}2} = 40 \text{ мм};$$

$$F_3 = \frac{P_3}{z} = \frac{9{,}5}{0{,}2} = 47{,}5 \text{ мм};$$

$$H_3 = (n_1 + 1 - n_3)\, d = (20 + 1 - 1{,}5)\, 1{,}4 = 27{,}3 \text{ мм};$$

$$H_0 = H_3 + F_3 = 27{,}3 + 47{,}5 = 74{,}8 \text{ мм};$$

$$H_1 = H_0 - F_1 = 74{,}8 - 10 = 64{,}8 \text{ мм};$$

$$H_2 = H_0 - F_2 = 74{,}8 - 40 = 34{,}8 \text{ мм};$$

$$t = f_3 + d = 2{,}5 + 1{,}4 = 3{,}9 \text{ мм}.$$

На этом определение размеров пружины и габарита узла (размер H_1) заканчивается.

Следует отметить, что некоторое увеличение выносливости может быть достигнуто при использовании пружины с большей величиной силы P_3, чем найденная в настоящем примере. С целью выяснения габаритов, занимаемых такой пружиной, проделаем добавочный анализ.

Остановимся, например, на витке со следующими данными (табл. 8):

$$P_3 = 10{,}6\ кГ; \quad d = 1{,}4\ мм; \quad D = 10{,}5\ мм;$$

$$z_1 = 5{,}098\ кГ/мм; \quad f_3 = 2{,}079\ мм.$$

Находим $\tau_3 = 115\ кГ/мм^2$ и производим расчет в той же последовательности:

$$\delta = 1 - \frac{P_2}{P_3} = 1 - \frac{8{,}0}{10{,}6} = 0{,}245;$$

$$v_{кр} = \frac{115 \cdot 0{,}245}{3{,}58} = 7{,}87\ м/сек;$$

$$\frac{v_0}{v_{кр}} = \frac{5}{7{,}87} = 0{,}635.$$

Очевидно, что у этой пружины создается больший запас на несоударяемость витков.

Далее в рассмотренном ранее порядке находим

$$n = \frac{5{,}098}{0{,}20} = 25{,}49 \approx 25{,}5;$$

уточненную жесткость $$z = \frac{5{,}098}{25{,}5} \approx 0{,}20\ кГ/мм;$$

$$n_1 = 25{,}5 + 1{,}5 = 27;$$

$$D_0 = 10{,}5 - 1{,}4 = 9{,}1\ мм;$$

$$F_1 = \frac{2{,}0}{0{,}20} = 10\ мм;$$

$$F_2 = \frac{8{,}0}{0{,}20} = 40\ мм;$$

$$F_3 = \frac{10{,}6}{0{,}20} = 53\ мм;$$

$$H_3 = (27 + 1 - 1{,}5)\ 1{,}4 = 37{,}1\ мм;$$

$$H_0 = 37{,}1 + 53 = 90{,}1\ мм;$$

$$H_1 = 90{,}1 - 10 = 80{,}1\ мм;$$

$$H_2 = 90{,}1 - 40 = 50{,}1\ мм;$$

$$t = 2{,}08 + 1{,}40 = 3{,}48\ мм.$$

Таким образом, применение пружины с более высокой силой P_3 хотя и привело к большему запасу на несоударяемость витков, но оно вызвало увеличение габарита узла (размер H_1) на 15,3 *мм*. Можно показать, что если был бы выбран виток с большим диаметром, например $D = 16$ *мм* (см. табл. 8, номер пружины 314), то тогда потребовалось бы расширить узел по диаметру, но при этом соответственно уменьшился бы размер H_1.

Пример 2. Пружина растяжения.

Дано: $P_1 = 25$ *кГ*; $P_2 = 80$ *кГ*; $h = 100$ *мм*; $D = 28 \div 32$ *мм*; $N = 1 \cdot 10^5$. На основании табл. 1 по величине N устанавливаем, что пружина относится к 1 классу. Сила, соответствующая предельной деформации,

$$P_3 = \frac{P_2}{1-0{,}05} \div \frac{P_2}{1-0{,}1} \approx 84{,}2 \div 88{,}9 \text{ кГ}.$$

В интервале сил 84,2 — 88,9 *кГ* в табл. 8 на пружины II класса, разряда 1 (номер пружины 494) имеется виток со следующими параметрами:

$$P_3 = 85 \text{ кГ}; \quad D = 30 \text{ мм}; \quad d = 4{,}5 \text{ мм};$$

$$z_1 = 24{,}69 \text{ кГ/мм}; \quad f_3 = 3{,}443 \text{ мм}.$$

По заданным параметрам определяем жесткость пружины:

$$z = \frac{P_2 - P_1}{h} = \frac{80-25}{100} = 0{,}55 \text{ кГ/мм}.$$

Число рабочих витков

$$n = \frac{z_1}{z} = \frac{24{,}69}{0{,}55} \approx 45.$$

Вычисляем деформации и высоты пружины:

$$F_1 = \frac{P_1}{z} = \frac{25}{0{,}55} = 45{,}5 \text{ мм};$$

$$F_2 = \frac{P_2}{z} = \frac{80}{0{,}55} = 145{,}5 \text{ мм};$$

$$F_3 = \frac{P_3}{z} = \frac{85}{0{,}55} = 154{,}5 \text{ мм};$$

$$H_0 = (n+1)\, d = (45+1)\, 4{,}5 = 207;$$

$$H_1 = H_0 + F_1 = 207 + 45{,}5 = 252{,}5 \text{ мм};$$

$$H_2 = H_0 + F_2 = 207 + 145{,}5 = 352{,}5 \text{ мм};$$

$$H_3 = H_0 + F_3 = 207 + 154{,}5 = 361{,}5 \text{ мм}.$$

Размер H_2 с учетом конструкций зацепов определяет длину гнезда для размещения пружины растяжения в узле, а размер H_3 с учетом конструкций зацепов ограничивает деформацию пружины растяжения при заневоливании.

Формулы для проверочных расчетов одножильных пружин. Жесткость

$$z = \frac{P_1}{F_1} = \frac{P_2}{F_2} = \frac{P_3}{F_3} = \frac{1000 d^4}{D_0^3 n} \text{ кГ/мм}.$$

Полученные значения жесткости должны совпадать с вычисленными величинами по формуле (4).

Напряжение

$$\tau_3 = K \frac{8 P_3 D_0}{\pi d^3} \text{ кГ/мм}^2;$$

$$K = \frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0{,}615}{c}; \quad c = \frac{D_0}{d}.$$

Полученные значения напряжений должны совпадать с указанными в табл. 2 для соответствующих разрядов с отклонениями не более $\pm$ 10%.

Параметры пружин

5. Пружины сжатия и растяжения I класса, разряда 1
(по ГОСТу 13766—68)

Материал: проволока класса I по ГОСТу 9389—60* диаметром от 0,4 до 5 *мм*.

Номер пружины	Сила P_3 пружины при максимальной деформации в *кГ*	Диаметр в *мм*		Жесткость z_1 одного витка в *кГ/мм*	Наибольший прогиб одного витка f_3 *мм*
		проволоки d	наружный пружины D		
78	0,355	0,40	5,2	0,231	1,537
82	0,375	0,40	5,0	0,263	1,426
98	0,475	0,40	4,0	0,549	0,865
117	0,630	0,40	3,0	1,457	0,432
119	0,630	0,50	6,0	0,376	1,676
133	0,750	0,50	5,0	0,686	1,093
139	0,800	0,60	8,0	0,320	2,500
149	0,900	0,60	7,0	0,494	1,822
162	1,06	0,60	6,0	0,823	1,288
176	1,25	0,60	5,0	1,524	0,820
182	1,32	0,80	10,5	0,449	2,940
187	1,40	0,80	10,0	0,526	2,662
194	1,60	0,60	4,0	3,297	0,485
205	1,80	0,80	8,0	1,097	1,641
213	2,00	0,80	7,0	1,718	1,164
219	2,12	1,00	13,0	0,579	3,661
223	2,24	1,00	12,0	0,751	2,983
231	2,50	1,00	11,0	1,000	2,500
236	2,65	1,00	10,5	1,166	2,273
240	2,80	1,00	10,0	1,372	2,041
242		1,20	16,0	0,640	4,375
247	3,00	1,20	15,0	0,789	3,802
250	3,15	1,00	9,0	1,953	1,613
252		1,20	14,0	0,988	3,188
255	3,35	1,00	8,5	2,370	1,414
257		1,20	13,0	1,263	2,652
260	3,55	1,00	8,0	2,915	1,218
262		1,20	12,0	1,646	2,157
266	3,75	1,20	11,5	1,900	1,974
267		1,40	18,0	0,839	4,470
269	4,00	1,00	7,0	4,630	0,864
271		1,20	11,0	2,201	1,817
272		1,40	17,0	1,013	3,949
277	4,25	1,40	16,0	1,234	3,444
281	4,50	1,20	10,0	3,043	1,479
282		1,40	15,0	1,529	2,943
286	4,75	1,40	14,0	1,920	2,474
290	5,00	1,20	9,0	4,370	1,144
291		1,40	13,0	2,461	2,032
292		1,60	20,0	1,052	4,753
296	5,30	1,40	12,0	3,227	1,642
300	5,60	1,20	8,0	6,595	0,849
301		1,40	11,5	3,729	1,502
302		1,60	18,0	1,486	3,768
303		1,80	24,0	0,960	5,833
306	6,00	1,40	11,0	4,337	1,383
308		1,80	22,0	1,274	4,711
310	6,30	1,20	7,0	10,630	0,593
311		1,40	10,5	5,098	1,236
312		1,60	16,0	2,195	2,870
315	6,70	1,40	10,0	6,040	1,109
316		1,60	15,0	2,724	2,460
317		1,80	20,0	1,742	3,846
318		2,00	26,0	1,157	5,791
321	7,10	1,60	14,0	3,437	2,066
323		2,00	25,0	1,315	5,399
326	7,50	1,60	13,0	4,424	1,695
327		1,80	18,0	2,469	3,038
328		2,00	24,0	1,503	4,990
330	8,00	1,60	12,0	5,827	1,373
332		2,00	22,0	2,000	4,000
333		2,20	28,0	1,363	5,869
334	8,50	1,40	8,0	13,000	0,634
336		1,80	16,0	3,667	2,318
337		2,00	21,0	2,333	3,643
338		2,20	26,0	1,737	4,893
341	9,00	1,80	15,0	4,564	1,972
342		2,00	20,0	2,743	3,281
343		2,20	25,0	1,978	4,550
344	9,50	1,40	7,0	21,880	0,434
346		1,80	14,0	5,775	1,645
348		2,20	24,0	2,260	4,204

Продолжение табл. 5

Номер пружины	Сила P_3 пружины при максимальной деформации в кГ	Диаметр в мм: проволоки d	Диаметр в мм: наружный пружины D	Жесткость z_1 одного витка в кГ/мм	Наибольший прогиб одного витка f_3 в мм
349	10,0	1,60	10,0	11,120	0,899
351		2,00	18,0	3,906	2,560
352		2,20	22,0	3,018	3,313
353		2,50	32,0	1,522	6,570
355	10,6	1,80	12,0	9,893	1,071
358		2,50	30,0	1,878	5,644
359	11,2	1,60	9,0	16,220	0,690
361		2,00	16,0	5,831	1,921
362		2,20	20,0	4,154	2,696
363		2,50	28,0	2,356	4,754
366	11,8	2,00	15,0	7,283	1,620
368		2,50	26,0	3,010	3,920
369		2,80	36,0	1,678	7,032
370	12,5	1,60	8,0	25,000	0,500
372		2,00	14,0	9,259	1,350
373		2,20	18,0	5,944	2,103
374		2,50	25,0	3,429	3,645
375		2,80	34,0	2,024	6,177
376		3,00	40,0	1,600	7,812
377	13,2	1,80	10,0	18,980	0,695
380		2,50	24,0	3,930	3,359
381		2,80	32,0	2,468	5,348
382		3,00	38,0	1,888	6,992
384	14,0	2,00	12,0	16,000	0,875
385		2,20	16,0	8,914	1,571
386		2,50	22,0	5,268	2,658
387		2,80	30,0	3,054	4,584
388		3,00	36,0	2,254	6,211
391	15,0	2,20	15,0	11,160	1,344
393		2,80	28,0	3,841	3,905
394		3,00	34,0	2,722	5,511
396	16,0	2,20	14,0	14,290	1,120
397		2,50	20,0	7,289	2,195
398		2,80	26,0	4,922	3,251
399		3,00	32,0	3,318	4,822
403	17,0	2,80	25,0	5,618	3,026
404		3,00	30,0	4,115	4,131
405		3,50	45,0	2,098	8,103
406	18,0	2,00	10,0	31,250	0,576
408		2,50	18,0	10,490	1,716
409		2,80	24,0	6,454	2,789
410		3,00	28,0	5,184	3,472
411		3,50	42,0	2,630	6,844
414	19,0	2,80	22,0	8,684	2,188
415		3,00	26,0	6,657	2,854
416		3,50	40,0	3,085	6,159
418	20,0	2,50	16,0	15,880	1,260
420		3,00	25,0	7,607	2,629
421		3,50	38,0	3,651	5,477
422	21,2	2,50	15,0	20,000	1,060
423		2,80	20,0	12,100	1,753
424		3,00	24,0	8,746	2,424
425		3,50	36,0	4,371	4,850
426		4,00	52,0	2,315	9,158
427	22,4	2,50	14,0	25,680	0,872
429		3,00	22,0	11,830	1,893
430		3,50	34,0	5,289	4,235
431		4,00	50,0	2,630	8,517
433	23,6	2,80	18,0	17,490	1,349
435		3,50	32,0	6,482	3,641
436		4,00	48,0	3,005	7,854
437	25,0	2,50	12,0	45,560	0,549
439		3,00	20,0	16,460	1,532
440		3,50	30,0	8,064	3,101
441		4,00	45,0	3,714	6,731
443	26,0	2,80	16,0	26,720	0,992
445		3,50	28,0	10,200	2,598
446		4,00	42,0	4,665	5,681
449	28,0	3,00	18,0	24,000	1,167
450		3,50	26,0	13,170	2,126
451		4,00	40,0	5,487	5,103
453	30,0	2,80	14,0	43,750	0,686
455		3,50	25,0	15,120	1,984
456		4,00	38,0	6,514	4,605
458	31,5	3,00	16,0	36,870	0,854
459		3,50	24,0	17,390	1,811
460		4,00	36,0	7,812	4,032
462		5,00	65,0	2,894	10,880
463	33,5	3,00	15,0	46,880	0,715
465		4,00	34,0	9,481	3,533
467		5,00	63,0	3,203	10,460
469	35,5	4,00	32,0	11,660	3,044
471		5,00	60,0	3,756	9,452

Продолжение табл. 5

Номер пружины	Сила P_3 пружины при максимальной деформации в кГ	Диаметр в мм: проволоки d	Диаметр в мм: наружный пружины D	Жесткость z_1 одного витка в кГ/мм	Наибольший прогиб одного витка f_3 в мм
473 475	37,5	4,00 5,00	30,0 55,0	14,570 5,000	2,574 7,500
477 479	40,0	4,00 5,00	28,0 52,0	18,520 6,020	2,160 6,644
481 483	42,5	4,00 5,00	26,0 50,0	24,040 6,859	1,768 6,196
485 487	45,0	4,00 5,00	25,0 48,0	27,640 7,860	1,628 5,725
488 490	47,5	4,00 5,00	24,0 45,0	32,000 9,766	1,484 4,864
491 493	50,0	4,00 5,00	22,0 42,0	43,900 12,340	1,139 4,052
496	53,0	5,00	40,0	14,580	3,636
497 499	56,0	4,00 5,00	20,0 38,0	62,500 17,390	0,896 3,220
501	60,0	5,00	36,0	20,980	2,860
503	63,0	5,00	34,0	25,630	2,458
505	67,0	5,00	32,0	31,750	2,110
506 507 508 509	71,0 75,0 80,0 85,0	5,00	30,0 28,0 26,0 25,0	40,000 51,370 67,480 78,120	1,775 1,460 1,185 1,088

ГОСТ 13766—68 предусматривает также пружины из проволоки $d = 0{,}2 \div 0{,}36$, а в пределах приведенной таблицы — другие d и D и соответственно номера пружин, P_3, z_1 и f_3.

6. Пружины сжатия и растяжения I класса, разряда 2

(по ГОСТу 13767—68)

Материал: проволока класса II и IIA по ГОСТу 9389—60* диаметром от 0,4 до 5 мм.

Номер пружины	Сила P_3 пружины при максимальной деформации в кГ	Диаметр в мм: проволоки d	Диаметр в мм: наружный пружины D	Жесткость z_1 одного витка в кГ/мм	Наибольший прогиб одного витка f_3 в мм
69 74 90	0,280 0,300 0,375	0,40 0,40 0,40	5,2 5,0 4,0	0,231 0,263 0,549	1,212 1,141 0,683
110 112	0,500	0,40 0,50	3,0 6,0	1,457 0,376	0,344 1,330
125 132 142 145 155 169 184 186 201	0,600 0,630 0,710 0,750 0,85 1,00 1,18 1,25 1,50	0,50 0,60 0,60 0,50 0,60 0,60 0,80 0,60 0,80	5,0 8,0 7,0 4,0 6,0 5,0 10,0 4,0 8,0	0,686 0,320 0,494 1,458 0,823 1,524 0,526 3,297 1,097	0,875 1,969 1,437 0,514 1,033 0,656 2,243 0,379 1,367
209 211	1,70	0.80 1,00	7,0 13,0	1,718 0,579	0,990 2,936
215	1,80	1,00	12,0	0,751	2,397
221 223	2,00	0,80 1,00	6,0 11,0	2,913 1,000	0,686 2,000
232 234	2,24	1,00 1,20	10,0 16,0	1,372 0,640	1,633 3,500
235 239	2,36	0.80 1,20	5,0 15,0	5,529 0,789	0,427 2,991

Продолжение табл. 6

Номер пружины	Сила P_3 пружины при максимальной деформации в $кГ$	Диаметр в $мм$		Жесткость z_1 одного витка в $кГ/мм$	Наибольший прогиб одного витка f_3 в $мм$
		проволоки d	наружный пружины D		
242	2,50	1,00	9,0	1,953	1,280
244		1,20	14,0	0,988	2,530
249	2,65	1,20	13,0	1,263	2,098
252	2,80	1,00	8,0	2,915	0,960
254		1,20	12,0	1,646	1,701
261	3,15	1,00	7,0	4,630	0,680
264		1,40	18,0	0,839	3,754
273	3,55	1,20	10,0	3,043	1,167
274		1,40	16,0	1,234	2,877
276	3,75	1,00	6,0	8,000	0,469
279		1,40	15,0	1,529	2,453
282	4,00	1,20	9,0	4,370	0,915
283		1,40	14,0	1,920	2,083
289	4,25	1,60	20,0	1,052	4,040
292	4,50	1,20	8,0	6,595	0,682
293		1,40	12,0	3,227	1,384
298	4,75	1,60	18,0	1.486	3,196
299		1,80	24,0	0,960	4,948
304	5,00	1,80	22,0	1,274	3,926
308	5,30	1,60	16,0	2,195	2,414
311	5,60	1,40	10,0	6,040	0,927
312		1,60	15,0	2,724	2,056
313		1,80	20,0	1,742	3,215
314	6,00	1,20	6,0	18,750	0,320
316		1,60	14,0	3,437	1,746
318		2,00	26,0	1,157	5,186
321	6,30	1,80	18,0	2,469	2,552
322		2,00	25,0	1,315	4,791
324	6,70	1,60	12,0	5,827	1,150
326		2,00	24,0	1,503	4,458
327	7,10	1,40	8,0	13,400	0,530
329		1,80	16,0	3,666	1,937
330		2,00	22,0	2,000	3,550
331		2,20	28,0	1,363	5,209
334	7,50	1,80	15,0	4,564	1,643
336		2,20	26,0	1,737	4,318
337	8,00	1,40	7,0	21,880	0,366
339		1,80	14,0	5,775	1,385
340		2,00	20,0	2,743	2,916
341		2,20	25,0	1,978	4,044
342	8,50	1,60	10,0	11,120	0,764
345		2,20	24,0	2,260	3,761
347	9,00	1,80	12,0	9,893	0.910
348		2,00	18,0	3,906	2,304
349		2,20	22,0	3,018	2,982
354	9,50	2,50	32,0	1,522	6,242
357	10,0	2,00	16,0	5,831	1,715
358		2,20	20,0	4,155	2,407
359		2,50	30,0	1,878	5,325
360	10,6	1,60	8,0	25,000	0,424
362		2,00	15,0	7,283	1,455
364		2,50	28,0	2,356	4,499
365	11,2	1,80	10,0	18,980	0,590
366		2,00	14,0	9,259	1,210
367		2,20	18,0	5,944	1,884
368		2,50	26,0	3,010	3,721
369		2,80	36,0	1,678	6,675
373	11,8	2,50	25,0	3,429	3,441
374		2,80	34,0	2,024	5,831
375		3,00	40,0	1,600	7,375
377	12,5	2,00	12,0	16,000	0,781
378		2,20	16,0	8,914	1,402
379		2,50	24,0	3,930	3,181
380		2,80	32,0	2,468	5,065
381		3,00	38,0	1,888	6,621
383	13,2	2,20	15,0	11,160	1,183
384		2,50	22,0	5,268	2,506
385		2,80	30,0	3,054	4,322
386		3,00	36,0	2,254	5,856
388	14,0	2,20	14,0	14,290	0,980
390		2,80	28,0	3,841	3,645
391		3,00	34,0	2,722	5,143
394	15,0	2,50	20,0	7,289	2,058
395		2,80	26,0	4,922	3,047
396		3,00	32,0	3,318	4,521

Продолжение табл. 6

Номер пружины	Сила P_3 пружины при максимальной деформации в кГ	Диаметр в мм: проволоки d	Диаметр в мм: наружный пружины D	Жесткость z_1 одного витка в кГ/мм	Наибольший прогиб одного витка f_3 в мм
397	16,0	2,00	10,0	31,250	0,512
398		2,20	12,0	24,890	0,643
400		2,80	25,0	5,618	2,848
401		3,00	30,0	4,115	3,888
402		3,50	45,0	2,098	7,626
404	17,0	2,50	18,0	10,490	1,620
405		2,80	24,0	6,454	2,634
406		3,00	28,0	5,184	3,279
407		3,50	42,0	2,630	6,464
410	18,0	2,80	22,0	8,684	2,073
411		3,00	26,0	6,657	2,704
412		3,50	40,0	3,085	5,835
413	19,0	2,50	16,0	15,880	1,196
415		3,00	25,0	7,607	2,498
416		3,50	38,0	3,651	5,204
417	20,0	2,50	15,0	20,000	1,000
418		2,80	20,0	12,100	1,653
419		3,00	24,0	8,746	2,287
420		3,50	36,0	4,371	4,576
421		4,00	52,0	2,315	8,639
422	21,2	2,50	14,0	25,680	0,825
424		3,00	22,0	11,830	1,792
425		3,50	34,0	5,289	4,008
426		4,00	50,0	2,630	8,061
428	22,4	2,80	18,0	17,490	1,281
430		3,50	32,0	6,482	3,455
431		4,00	48,0	3,005	7,454
432	23,6	2,50	12,0	45,560	0,518
434		3,00	20,0	16,460	1,434
435		3,50	30,0	8,064	2,927
436		4,00	45,0	3,714	6,354
437		4,50	60,0	2,401	9,829
438	25,0	2,80	16,0	26,720	0,935
440		3,50	28,0	10,200	2,451
441		4,00	42,0	4,665	5,359
442		4,50	55,0	3,184	7,852
443	26,5	2,80	15,0	33,850	0,789
444		3,00	18,0	24,000	1,104
445		3,50	26,0	13,170	2,012
446		4,00	40,0	5,487	4,830
447		4,50	52,0	3,826	6,926
448	28,0	2,80	14,0	43,750	0,640
450		3,50	25,0	15,120	1,852
451		4,00	38,0	6,514	4,298
452		4,50	50,0	4,354	6,431
453	30,0	3,00	16,0	36,870	0,814
454		3,50	24,0	17,390	1,725
455		4,00	36,0	7,812	3,840
456		4,50	48,0	4,977	6,028
457		5,00	65,0	2,894	10,370
458	31,5	3,00	15,0	46,880	0,672
459		3,50	22,0	23,700	1,329
460		4,00	34,0	9,481	3,322
461		4,50	45,0	6,173	5,103
462		5,00	63,0	3,203	9,834
464	33,5	4,00	32,0	11,660	2,873
465		4,50	42,0	7,776	4,308
466		5,00	60,0	3,756	8,919
467	35,5	3,50	20,0	33,410	1,063
468		4,00	30,0	14,570	2,436
469		4,50	40,0	9,165	3,871
470		5,00	55,0	5,000	7,100
472	37,5	4,00	28,0	18,520	2,025
473		4,50	38,0	10,930	3,431
474		5,00	52,0	6,020	6,229
475	40,0	3,50	18,0	49,220	0,813
476		4,00	26,0	24,040	1,664
477		4,50	36,0	13,120	3,049
478		5,00	50,0	6,859	5,832
480	42,5	4,00	25,0	27,640	1,538
481		4,50	34,0	15,970	2,661
482		5,00	48,0	7,860	5,407
483	45,0	4,00	24,0	32,000	1,406
484		4,50	32,0	19,730	2,281
485		5,00	45,0	9,766	4,608
486	47,5	4,00	22,0	43,900	1,082
487		4,50	30,0	24,690	1,924
488		5,00	42,0	12,340	3,849
490	50,0	4,50	28,0	31,640	1,580
491		5,00	40,0	14,580	3,429
492	53,0	4,00	20,0	62,500	0,848
493		4,50	26,0	41,260	1,285
494		5,00	38,0	17,390	3,047
495	56,0	4,50	25,0	47,600	1,177
496		5,00	36,0	20,980	2,669

Продолжение табл. 6

Номер пружины	Сила P_3 пружины при максимальной деформации в $кГ$	Диаметр в $мм$: проволоки d	Диаметр в $мм$: наружный пружины D	Жесткость z_1 одного витка в $кГ/мм$	Наибольший прогиб одного витка f_3 в $мм$	Номер пружины	Сила P_3 пружины при максимальной деформации в $кГ$	Диаметр в $мм$: проволоки d	Диаметр в $мм$: наружный пружины D	Жесткость z_1 одного витка в $кГ/мм$	Наибольший прогиб одного витка f_3 в $мм$
497	60,0	4,50	24,0	55,300	1,085	501	67,0	5,0	30,0	40,000	1,675
498		5,00	34,0	25,630	2,341	502	71,0	5,0	28,0	51,370	1,382
499	63,0	4,50	22,0	76,450	0,824	503	75,0	5,0	26,0	67,480	1,111
500		5,00	32,0	31,750	1,984	504	80,0	5,0	25,0	78,120	1,024

ГОСТ 13767—68 предусматривает также пружины из проволоки $d = 0{,}2 \div 0{,}36$, а в пределах приведенной таблицы — другие d и D и соответственно номера пружин, P_3, z_1 и f_3.

7. Пружины сжатия и растяжения I класса, разряда 3
(по ГОСТу 13768—68)

Материал: сталь 60С2А, 65С2ВА, твердость *HRC* 46—52; сталь 50ХФА, твердость *HRC* 44—50.

Номер пружины	Сила P_3 пружины при максимальной деформации в $кГ$	Диаметр в $мм$: проволоки d	Диаметр в $мм$: наружный пружины D	Жесткость z_1 одного витка в $кГ/мм$	Наибольший прогиб одного витка f_3 в $мм$	Номер пружины	Сила P_3 пружины при максимальной деформации в $кГ$	Диаметр в $мм$: проволоки d	Диаметр в $мм$: наружный пружины D	Жесткость z_1 одного витка в $кГ/мм$	Наибольший прогиб одного витка f_3 в $мм$
1	14,0	3,0	40	1,600	8,750	16	25,0	3,0	22	11,830	2,113
2	15,0		38	1,888	7,945	17		3,5	34	5,289	4,727
3	16,0		36	2,254	7,098	18		4,0	52	2,315	10,800
4	17,0		34	2,722	6,245						
5	18,0		32	3,318	5,425						
6	19,0	3	30	4,115	4,617	20	26,5	3,5	32	6,482	4,088
7		3,5	45	2,098	9,056	21		4,0	50	2,630	10,080
8	20,0	3,0	28	5,184	3,858	22	28,0	3,0	20	16,460	1,701
9		3,5	42	2,630	7,604	23		3,5	30	8,064	3,473
						24		4,0	48	3,005	9,318
10	21,2	3,0	26	6,657	3,185	26	30,0	3,5	28	10,200	2,941
11		3,5	40	3,085	6,872	27		4,0	45	3,714	8,078
12	22,4	3,0	25	7,607	2,945	28	31,5	3,0	18	24,000	1,312
13		3,5	38	3,651	6,135	29		3,5	26	13,170	2,392
						30		4,0	42	4,665	6,752
						31		4,5	60	2,401	13,120
14	23,6	3,0	24	8,746	2,698	33	33,5	3,5	25	15,120	2,216
15		3,5	36	4,371	5,399	34		4,0	40	5,487	6,105
						35		4,5	55	3,184	10,520

Продолжение табл. 7

Номер пружины	Сила P_3 пружины при максимальной деформации в кГ	Диаметр в мм: проволоки d	Диаметр в мм: наружный пружины D	Жесткость z_1 одного витка в кГ/мм	Наибольший прогиб одного витка f_3 в мм
36	35,5	3,0	16	36,870	0,963
37		3,5	24	17,390	2,041
38		4,0	38	6,515	5,449
39		4,5	52	3,826	9,278
40	37,5	3,0	15	46,880	0,800
41		3,5	22	23,700	1,582
42		4,0	36	7,812	4,800
43		4,5	50	4,354	8,613
44		5,0	65	2,894	12,960
46	40,0	4,0	34	9,481	4,219
47		4,5	48	4,977	8,037
48		5,0	63	3,203	12,490
49	42,5	3,5	20	33,410	1,272
50		4,0	32	11,660	3,644
51		4,5	45	6,173	6,885
52		5,0	60	3,756	11,320
54	45,0	4,0	30	14,570	3,088
55		4,5	42	7,776	5,788
56		5,0	55	5,000	9,000
57		5,5	75	2,726	16,510
58	47,5	3,5	18	49,220	0,965
59		4,0	28	18,520	2,565
60		4,5	40	9,165	5,183
61		5,0	52	6,020	7,890
62		5,5	70	3,410	13,930
64	50,0	4,0	26	24,040	2,080
65		4,5	38	10,930	4,575
66		5,0	50	6,859	7,290
67		5,5	65	4,344	11,510
68	53,0	4,0	25	27,640	1,917
69		4,5	36	13,120	4,040
70		5,0	48	7,860	6,743
71		5,5	63	4,814	11,010
72	56,0	4,0	24	32,000	1,750
73		4,5	34	15,970	3,506
74		5,0	45	9,766	5,734
75		5,5	60	5,653	9,906
76		6,0	80	3,201	17,490
77	60,0	4,0	22	43,900	1,367
78		4,5	32	19,730	3,041
79		5,0	42	12,340	4,862
80		5,5	55	7,544	7,953
81		6,0	75	3,945	15,210
83	63,0	4,5	30	24,690	2,552
84		5,0	40	14,580	4,321
85		5,5	52	9,103	6,921
86		6,0	70	4,939	12,760
87	67,0	4,0	20	62,500	1,072
88		4,5	28	31,640	2,118
89		5,0	38	17,390	3,852
90		5,5	50	10,380	6,455
91		6,0	65	6,310	10,620
92	71,0	4,5	26	41,260	1,721
93		5,0	36	20,980	3,384
94	71,0	5,5	48	11,920	5,956
95		6,0	63	7,000	10,140
96	75,0	4,5	25	47,600	1,576
97		5,0	34	25,630	2,926
98		5,5	45	14,850	5,050
99		6,0	60	8,230	9,113
100	80,0	4,5	24	55,300	1,447
101		5,0	32	31,750	2,520
102		5,5	42	18,820	4,362
103		6,0	55	11,000	7,273
104		7,0	90	4,196	19,060
105	85,0	4,5	22	76,450	1,112
106		5,0	30	40,000	2,125
107		5,5	40	22,280	3,815
108		6,0	52	13,300	6,391
109		7,0	85	5,063	16,790
110	90,0	5,0	28	51,370	1,752
111		5,5	38	26,660	3,376
112		6,0	50	15,240	5,906
113		7,0	80	6,170	14,590
114	95,0	5,0	26	67,480	1,408
115		5,5	36	32,260	2,945
116		6,0	48	17,490	5,432
117		7,0	75	7,636	12,440
118	100	5,0	25	78,120	1,280
119		5,5	34	39,520	2,530
120		6,0	45	21,850	4,577
121		7,0	70	9,602	10,410
122		8,0	105	4,494	22,250

Продолжение табл. 7

Номер пружины	Сила P_3 пружины при максимальной деформации в кГ	Диаметр в мм: проволоки d	Диаметр в мм: наружный пружины D	Жесткость z_1 одного витка в кГ/мм	Наибольший прогиб одного витка f_3 в мм
123	106	5,5	32	49,180	2,155
124		6,0	42	27,780	3,816
125		7,0	65	12,330	8,597
126		8,0	100	5,260	20,150
127	112	5,5	30	62,240	1,799
128		6,0	40	32,970	3,397
129		7,0	63	13,670	8,193
130		8,0	95	6,220	18,010
131	118	5,5	28	80,330	1,469
132		6,0	38	39,620	2,978
133		7,0	60	16,140	7,311
134		8,0	90	7,429	15,880
135	125	6,0	36	48,000	2,604
136		7,0	55	21,680	5,766
137		8,0	85	8,972	13,930
138		9,0	120	4,798	26,050
139	132	6,0	34	59,040	2,236
140		7,0	52	26,340	5,011
141		8,0	80	10,970	12,030
142		9,0	110	6,372	20,720
143	140	6,0	32	73,740	1,899
144		7,0	50	30,240	4,630
145		8,0	75	13,590	10,300
146		9,0	105	7,416	18,880
147	150	6,0	30	93,750	1,600
148		7,0	48	34,790	4,312
149		8,0	70	17,180	8,731
150		9,0	100	8,709	17,320
151		10,0	130	5,787	25,920
152	160	7,0	45	43,760	3,657
153		8,0	65	22,120	7,234
154		9,0	95	10,300	15,530
155		10,0	125	6,575	24,330
156	170	7,0	42	56,000	3,036
158		9,0	90	12,350	13,770
159		10,0	120	7,513	22,630
160	180	7,0	40	66,810	2,694
161		8,0	60	29,130	6,179
162		9,0	85	14,970	12,020
163		10,0	110	10,000	18,000
164	190	7,0	38	80,590	2,358
165		8,0	55	39,450	4,816
166		9,0	80	18,320	10,370
167		10,0	105	11,660	16,300
168	200	7,0	36	98,450	2,032
169		8,0	52	48,080	4,160
170		9,0	75	22,820	8,764
171		10,0	100	13,720	14,580
173	212	8,0	50	55,290	3,834
174		9,0	70	28,870	7,343
175		10,0	95	16,280	13,020
177	224	8,0	48	64,000	3,500
178		9,0	65	37,410	5,988
179		10,0	90	19,530	11,470
182	236	8,0	45	80,860	2,919
184		10,0	85	23,700	9,958
187	250	8,0	42	104,200	2,399
188		9,0	60	49,460	5,055
189		10,0	80	29,150	8,576
192	265	8,0	40	125,000	2,120
193		9,0	55	67,410	3,931
194		10,0	75	36,420	7,276
197	280	9,0	52	82,520	3,393
198		10,0	70	46,300	6,048
201	300	9,0	50	95,190	3,152
202		10,0	65	60,110	4,991
205	315	9,0	48	110,900	2,841
209	335	9,0	45	140,600	2,383
210		10,0	60	80,000	4,188
213	355	10,0	55	109,700	3,236
216	375		52	135,000	2,778
219	400		50	156,200	2,561

В пределах приведенной таблицы ГОСТ 13768—68 предусматривает другие d и D и соответственно номера пружин, P_3, z_1 и f_3.

8. Пружины сжатия и растяжения II класса, разряда 1
(по ГОСТу 13770—68)

Материал: проволока класса I по ГОСТу 9389—60 диаметром от 0,4 до 5 *мм*

Номер пружины	Сила P_3 пружины при максимальной деформации в *кГ*	Диаметр проволоки d в *мм*	Наружный диаметр D в *мм*	Жесткость одного витка z_1 в *кГ/мм*	Наибольший прогиб одного витка f_3 в *мм*
81	0,60	0,40	5,2	0,231	2,597
85	0,63		5,0	0,263	2,395
101	0,80	0,40	4,0	0,549	1,457
119	1,06	0,40	3,0	1,457	0,728
121		0,50	6,0	0,376	2,819
135	1,25	0,50	5,0	0,686	1,822
141	1,32	0,60	8,0	0,320	4,125
151	1,50	0,60	7,0	0,494	3,036
154	1,60	0,50	4,0	1,458	1,097
165	1,80	0,60	6,0	0,823	2,187
176	2,12	0,50	3,0	4,000	0,530
178		0,60	5,0	1,524	1,391
189	2,36	0,80	10,0	0,526	4,487
196	2,65	0,60	4,0	3,297	0,804
198	2,65	0,80	9,0	0,743	3,567
207	3,00	0,80	8,0	1,097	2,735
215	3,35	0,80	7,0	1,718	1,950
217	3,55	0,60	3,0	9,375	0,379
221		1,00	13,0	0,579	6,131
225	3,75	1,00	12,0	0,751	4,993
227	4,00	0,80	6,0	2,913	1,373
240	4,75	0,80	5,0	5,529	0,859
242		1,00	10,0	1,372	3,462
244		1,20	16,0	0,640	7,422
249	5,00	1,20	15,0	0,789	6,337
254	5,30	1,20	14,0	0,988	5,364
259	5,60	1,20	13,0	1,263	4,434
262	6,00	1,00	8,0	2,915	2,058
264		1,20	12,0	1,646	3,645
269	6,30	1,40	18,0	0,839	7,509
271	6,70	1,00	7,0	4,630	1,447
273		1,20	11,0	2,201	3,044
279	7,10	1,40	16,0	1,234	5,754
283	7,50	1,20	10,0	3,043	2,465
284		1,40	15,0	1,529	4,905
285	8,00	1,00	6,0	8,000	1,000
288		1,40	14,0	1,920	4,167
289		1,60	21,0	0,899	8,899
292	8,50	1,20	9,0	4,370	1,945
293		1,40	13,0	2,461	3,454
294		1,60	20,0	1,052	8,080
298	9,00	1,40	12,0	3,227	2,789
300	9,50	1,00	5,0	15,620	0,608
302		1,20	8,0	6,595	1,441
303		1,40	11,5	3,729	2,548
304		1,60	18,0	1,486	6,393
305		1,80	24,0	0,960	9,896
308	10,0	1,40	11,0	4,337	2,306
310		1,80	22,0	1,274	7,852
312	10,6	1,20	7,0	10,630	0,997
313		1,40	10,5	5,098	2,079
314		1,60	16,0	2,195	4,829
317	11,2	1,40	10,0	6,040	1,854
318		1,60	15,0	2,724	4,112
319		1,80	20,0	1,742	6,429
320		2,00	26,0	1,157	9,680
323	11,8	1,60	14,0	3,437	3,433
324		1,80	19,0	2,060	5,728
325		2,00	25,0	1,315	8,973
326	12,5	1,20	6,0	18,750	0,667
328		1,60	13,0	4,424	2,826
329		1,80	18,0	2,469	5,063
330		2,00	24,0	1,503	8,317
332	13,2	1,60	12,0	5,827	2,265
334		2,00	22,0	2,000	6,600
335		2,20	28,0	1,363	9,684
336	14,0	1,40	8,0	13,400	1,045
338		1,80	16,0	3,666	3,819
340		2,20	26,0	1,737	8,060
343	15,0	1,80	15,0	4,564	3,286
344		2,00	20,0	2,743	5,468
345		2,20	25,0	1,978	7,583

Продолжение табл. 8

Номер пружины	Сила P_3 пружины при максимальной деформации в кГ	Диаметр проволоки d в мм	Наружный диаметр D в мм	Жесткость одного витка z_1 в кГ/мм	Наибольший прогиб одного витка f_3 в мм
346	16,0	1,40	7,0	21,880	0,731
348		1,80	14,0	5,775	2,770
350		2,20	24,0	2,260	7,080
351	17,0	1,60	10,0	11,120	1,529
352		1,80	13,0	7,473	2,275
353		2,00	18,0	3,906	4,352
354		2,20	22,0	3,018	5,633
355		2,50	32,0	1,522	11,170
357	18,0	1,80	12,0	9,893	1,820
360		2,50	30,0	1,878	9,585
361	19,0	1,60	9,0	16,220	1,171
363		2,00	16,0	5,831	3,258
364		2,20	20,0	4,154	4,574
365		2,50	28,0	2,356	8,064
368	20,0	2,00	15,0	7,283	2,746
369		2,20	19,0	4,941	4,048
370		2,50	26,0	3,010	6,644
371		2,80	36,0	1,678	11,920
372	21,2	1,60	8,0	25,000	0,848
374		2,00	14,0	9,259	2,290
375		2,20	18,0	5,944	3,567
376		2,50	25,0	3,429	6,182
377		2,80	34,0	2,024	10,480
378		3,00	40,0	1,600	13,250
379	22,4	1,80	10,0	18,980	1,180
382		2,50	24,0	3,930	5,700
383		2,80	32,0	2,468	9,076
384		3,00	38,0	1,888	11,860
386	23,6	2,00	12,0	16,000	1,475
387		2,20	16,0	8,914	2,648
388		2,50	22,0	5,268	4,480
389		2,80	30,0	3,054	7,727
390		3,00	36,0	2,254	10,470
393	25,0	2,20	15,0	11,160	2,240
395		2,80	28,0	3,841	6,509
396		3,00	34,0	2,722	9,184
398	26,5	2,20	14,0	14,290	1,854
399		2,50	20,0	7,289	3,636
400		2,80	26,0	4,922	5,384
401		3,00	32,0	3,318	7,987
405	28,0	2,80	25,0	5,618	4,984
406		3,00	30,0	4,115	6,804
407		3,50	45,0	2,098	18,350
408	30,0	2,00	10,0	31,250	0,960
409		2,20	12,0	24,890	1,205
410		2,50	18,0	10,490	2,860
411		2,80	24,0	6,454	4,648
412		3,00	28,0	5,184	5,787
413		3,50	42,0	2,630	11,410
416	31,5	2,80	22,0	8,684	3,628
417		3,00	26,0	6,657	4,732
418		3,50	40,0	3,085	10,210
420	33,5	2,50	16,0	15,880	2,110
422		3,00	25,0	7,607	4,404
423		3,50	38,0	3,651	9,176
424	35,5	2,50	15,0	20,000	1,775
425		2,80	20,0	12,100	2,934
426		3,00	24,0	8,746	4,059
427		3,50	36,0	4,371	8,122
428		4,00	52,0	2,315	15,330
429	37,5	2,50	14,0	25,680	1,460
431		3,00	22,0	11,830	3,170
432		3,50	34,0	5,289	7,091
433		4,00	50,0	2,630	14,260
435	40,0	2,80	18,0	17,490	2,287
437		3,50	32,0	6,482	6,170
438		4,00	48,0	3,005	13,310
439	42,5	2,50	12,0	45,560	0,933
441		3,00	20,0	16,460	2,582
442		3,50	30,0	8,064	5,271
443		4,00	45,0	3,714	11,440
444		4,50	60,0	2,401	17,700
445	45,0	2,80	16,0	26,720	1,684
447		3,50	28,0	10,200	4,412
448		4,00	42,0	4,665	9,646
449		4,50	55,0	3,184	14,130
450	47,5	2,80	15,0	33,850	1,403
451		3,00	18,0	24,000	1,979
452		3,50	26,0	13,170	3,607
453		4,00	40,0	5,487	8,657
454		4,50	52,0	3,826	12,410
455	50,0	2,80	14,0	43,750	1,143
457		3,50	25,0	15,120	3,307
458		4,00	38,0	6,514	7,676
459		4,50	50,0	4,354	11,480
460	53,0	3,00	16,0	36,870	1,438
461		3,50	24,0	17,390	3,048
462		4,00	36,0	7,812	6,784
463		4,50	48,0	4,977	10,650
464		5,00	65,0	2,894	18,310

Продолжение табл. 8

Номер пружины	Сила P_3 пружины при максимальной деформации в $кГ$	Диаметр проволоки d в $мм$	Наружный диаметр D в $мм$	Жесткость одного витка z_1 в $кГ/мм$	Наибольший прогиб одного витка f_3 в $мм$
465	56,0	3,00	15,0	46,880	1,194
466		3,50	22,0	23,700	2,363
467		4,00	34,0	9,481	5,906
468		4,50	45,0	6,173	9,072
469		5,00	63,0	3,203	17,480
471	60,0	4,00	32,0	11,660	5,146
472		4,50	42,0	7,776	7,717
473		5,00	60,0	3,756	15,970
474	63,0	3,50	20,0	33,410	1,886
475		4,00	30,0	14,570	4,324
476		4,50	40,0	9,165	6,874
477		5,00	55,0	5,000	12,600
479	67,0	4,00	28,0	18,520	3,618
480		4,50	38,0	10,930	6,130
481		5,00	52,0	6,020	11,130
482	71,0	3,50	18,0	49,220	1,442
483		4,00	26,0	24,040	2,953
484		4,50	36,0	13,120	5,412
485		5,00	50,0	6,859	10,350
487	75,0	4,00	25,0	27,640	2,713
488		4,50	34,0	15,970	4,700
489		5,00	48,0	7,860	9,542
490	80,0	4,00	24,0	32,000	2,500
491		4,50	32,0	19,730	4,055
492		5,00	45,0	9,766	8,192
493	85,0	4,50	22,0	43,900	1,936
494		4,50	30,0	24,690	3,443
495		5,00	42,0	12,340	6,888
497	90,0	4,50	28,0	31,640	2,844
498		5,00	40,0	14,580	6,173
499	95,0	4,00	20,0	62,500	1,520
500		4,50	26,0	41,260	2,306
501		5,00	38,0	17,390	5,463
502	100	4,50	25,0	47,600	2,101
503		5,00	36,0	20,980	4,767
504	106	4,50	24,0	55,300	1,917
505		5,00	34,0	25,630	4,136
506	112	4,50	22,0	76,510	1,465
507		5,00	32,0	31,750	3,528
508	118	5,00	30,0	40,000	2,950
509	125	5,00	28,0	51,370	2,433
510	132	5,00	26,0	67,480	1,956
511	140	5,00	25,0	78,120	1,792

ГОСТ 13770—68 предусматривает также пружины из проволоки $d = 0{,}2 \div 0{,}36$, а в пределах приведенной таблицы — другие d и D и соответственно номера пружин, P_3, z_1 и f_3.

9. Пружины сжатия и растяжения II класса, разряда 2
(по ГОСТу 13771—68)

Материал: проволока класса II и IIA по ГОСТу 9389—60 диаметром от 0,4 до 5 $мм$.

Номер пружины	Сила P_3 пружины при максимальной деформации в $кГ$	Диаметр в $мм$		Жесткость z_1 одного витка в $кГ/мм$	Наибольший прогиб одного витка f_3 в $мм$
		проволоки d	наружный пружины D		
80	0,500	0,40	5,2	0,231	2,164
84	0,530		5,0	0,263	2,015
100	0,670	0,40	4,0	0,549	1,220
118	0,850	0,50	6,0	0,376	2,261
120	0,900	0,40	3,0	1,457	0.618
131	1,00	0,50	5,0	0.686	1,458
138	1,06	0,60	8,0	0,320	3,312
148	1,18	0,60	7,0	0,494	2,389
151	1,25	0,50	4,0	1,458	0,857
162	1,40	0.60	6,0	0,823	1,701
176	1,70	0,60	5,0	1,524	1,115
191	2,00	0.80	10.0	0,526	3,802
193	2,12	0.60	4,0	3,297	0,643
208	2,50	0.80	8,0	1,097	2,279

Продолжение табл. 9

Номер пружины	Сила P_3 пружины при максимальной деформации в кГ	Диаметр в мм		Жесткость z_1 одного витка в кГ/мм	Наибольший прогиб одного витка f_3 в мм
		проволоки d	наружный пружины D		
214	2,80	0,60	3,0	9,375	0,299
216		0,80	7,0	1,718	1,630
218		1,00	13,0	0,579	4,836
222	3,00	1,00	12,0	0,751	3,995
228	3,35	0,80	6,0	2,913	1,150
240	3,75	1,00	10,0	1,372	2,733
242		1,20	16,0	0,640	5,859
243	4,00	0,80	5,0	5,529	0,723
247		1,20	15,0	0,789	5,070
252	4,25	1,20	14,0	0,988	4,302
257	4,50	1,20	13,0	1,263	3,563
260	4,75	1,00	8,0	2,915	1,630
262		1,20	12,0	1,646	2,886
263	5,00	0,80	4,0	12,500	0,400
269	5,30	1,00	7,0	4,630	1,145
272		1,40	18,0	0,839	6,317
281	6,00	1,20	10,0	3,043	1,972
282		1,40	16,0	1,234	4,862
284	6,30	1,00	6,0	8,000	0,788
287		1,40	15,0	1,529	4,120
292	6,70	1,40	14,0	1,920	3,490
293		1,60	20,0	1,052	6,369
297	7,10	1,40	13,0	2,461	2,885
299	7,50	1,00	5,0	15,620	0,480
301		1,20	8,0	6,595	1,137
302		1,40	12,0	3,227	2,324
303		1,60	18,0	1,486	5,047
308	8,00	1,80	24,0	0,960	8,333
310	8,50	1,20	7,0	10,630	0,800
311		1,40	11,0	4,337	1,960
312		1,60	16,0	2,195	3,872
313		1,80	22,0	1,274	6,674
315	9,00	1,40	10,5	5,098	1,745
316		1,60	15,0	2,724	3,304
319	9,50	1,40	10,0	6,040	1,573
320		1,60	14,0	3,437	2,764
321		1,80	20,0	1,742	5,454
322	10,0	1,20	6,0	18,750	0,533
326		2,00	26,0	1,157	8,643
328	10,6	1,60	12,0	5,827	1,819
329		1,80	18,0	2,469	4,293
330		2,00	25,0	1,315	8,061
334	11,2	2,00	24,0	1,503	7,452
335	11,8	1,40	8,0	13,400	0,880
337		1,80	16,0	3,666	3,219
338		2,00	22,0	2,000	5,900
339		2,20	28,0	1,363	8,657
342	12,5	1,80	15,0	4,564	2,739
344		2,20	26,0	1,737	7,196
345	13,2	1,40	7,0	21,880	0,603
346		1,60	10,0	11,120	1,187
347		1,80	14,0	5,775	2,286
348		2,00	20,0	2,743	4,812
349		2,20	25,0	1,978	6,673
353	14,0	2,20	24,0	2,260	6,195
355	15,0	1,80	12,0	9,893	1,516
356		2,00	18,0	3,906	3,840
357		2,20	22,0	3,018	4,970
358		2,50	32,0	1,522	9,855
363	16,0	2,50	30,0	1,878	8,520
364	17,0	1,60	8,0	25,000	0,680
366		2,00	16,0	5,831	2,915
367		2,20	20,0	4,154	3,852
368		2,50	28,0	2,356	7,216
370	18,0	2,00	15,0	7,283	2,472
372		2,50	26,0	3,010	5,980
373	19,0	1,80	10,0	18,980	1,001
374		2,00	14,0	9,259	2,052
375		2,20	18,0	5,944	3,196
376		2,50	25,0	3,429	5,541
377		2,80	36,0	1,678	11,320

Продолжение табл. 9

Номер пружины	Сила P_3 пружины при максимальной деформации в кГ	Диаметр в мм: проволоки d	Диаметр в мм: наружный пружины D	Жесткость z_1 одного витка в кГ/мм	Наибольший прогиб одного витка f_3 в мм
381	20,0	2,50	24,0	3,930	5,089
382		2,80	34,0	2,024	9,882
383		3,00	40,0	1,600	12,500
385	21,2	2,00	12,0	16,000	1,325
386		2,20	16,0	8,914	2,378
387		2,50	22,0	5,268	4,024
388		2,80	32,0	2,468	8,590
389		3,00	38,0	1,888	11,230
391	22,4	2,20	15,0	11,160	2,007
393		2,80	30,0	3,054	7,334
394		3,00	36,0	2,254	9,938
396	23,6	2,20	14,0	14,290	1,652
397		2,50	20,0	7,289	3,238
398		2,80	28,0	3,841	6,144
399		3,00	34,0	2,722	8,670
403	25,0	2,80	26,0	4,922	5,079
404		3,00	32,0	3,318	7,535
405	26,5	2,00	10,0	31,250	0,848
406		2,20	12,0	24,890	1,065
407		2,50	18,0	10,490	2,526
408		2,80	25,0	5,618	4,717
409		3,00	30,0	4,115	6,440
410		3,50	45,0	2,098	12,630
413	28,0	2.80	24,0	6,454	4,338
414		3,00	28,0	5,184	5,401
415		3,50	42,0	2,630	10,650
417	30,0	2,50	16,0	15,880	1,889
418		2,80	22,0	8,684	3,455
419		3,00	26,0	6,657	4,506
420		3,50	40,0	3,085	9,724
421	31,5	2,50	15,0	20,000	1,575
423		3,00	25,0	7,607	4,141
424		3,50	38,0	3,651	8,628
425	33,5	2,50	14,0	25,680	1,304
426		2,80	20,0	12,100	2,768
427		3,00	24,0	8,746	3,830
428		3,50	36,0	4,371	7,664
429		4,00	52,0	2,315	14,470
432	35,5	3,00	22,0	11,830	3,000
433		3,50	34,0	5,289	6,712
434		4,00	50,0	2,630	13,500
435	37,5	2,50	12,0	45,560	0,823
436		2,80	18,0	17,490	2,144
438		3,50	32,0	6,482	5,785
439		4,00	48,0	3,005	12,480
441	40,0	3,00	20,0	16,460	2,430
442		3,50	30,0	8,064	4,961
443		4,00	45,0	3,714	10,770
444		4,50	60,0	2,401	16,660
445	42,5	2,80	16,0	26,720	1,590
447		3,50	28,0	10,200	4,167
448		4,00	42,0	4,665	9,110
449		4,50	55,0	3,184	13,350
450	45,0	2,80	15,0	33,850	1,329
451		3,00	18,0	24,000	1,875
452		3,50	26,0	13,170	3,417
453		4,00	40,0	5,487	8,201
454		4,50	52,0	3,826	11,760
455	47,5	2,80	14,0	43,750	1,086
457		3,50	25,0	15,120	3,142
458		4,00	38,0	6,514	7,292
459		4,50	50,0	4,354	10,910
460		5,00	65,0	2,894	16,410
461	50,0	3,00	16,0	36,870	1,356
462		3,50	24,0	17,390	2,875
463		4,00	36,0	7,812	6,400
464		4,50	48,0	4,977	10,050
465		5,00	63,0	3,203	15,610
466	53,0	3,00	15,0	46,880	1,130
467		3,50	22,0	23,700	2,236
468		4,00	34,0	9,481	5,590
469		4,50	45,0	6,173	8,586
470		5,00	60,0	3,756	14,110
472	56,0	4,00	32,0	11,660	4,803
473		4,50	42,0	7,776	7,202
474		5,00	55,0	5,000	11,200
475	60,0	3,50	20,0	33,410	1,796
476		4,00	30,0	14,570	4,118
477		4,50	40,0	9,165	6,547
478		5,00	52,0	6,020	9,967
480	63,0	4,00	28,0	18,520	3,402
481		4,50	38,0	10,930	5,764
482		5,00	50,0	6,859	9,185
483	67,0	3,50	18,0	49,220	1,361
484		4,00	26,0	24,040	2,787
485		4,50	36,0	13,120	5,107
486		5,00	48,0	7,860	8,524

Продолжение табл. 9

Номер пружины	Сила P_3 пружины при максимальной деформации в *кГ*	Диаметр в *мм*		Жесткость z_1 одного витка в *кГ/мм*	Наибольший прогиб одного витка f_3 в *мм*
		проволоки d	наружный пружины D		
488	71,0	4,00	25,0	27,640	2,569
489		4,50	34,0	15,970	4,445
490		5,00	45,0	9,766	7,270
491	75,0	4,00	24,0	32,000	2,344
492		4,50	32,0	19,730	3,801
493		5,00	42,0	12,340	6,078
494	80,0	4,00	22,0	43,900	1,822
495		4,50	30,0	24,690	3,240
496		5,00	40,0	14,580	5,487
498	85,0	4,50	28,0	31,640	2,686
499		5,00	38,0	17,390	4,888
500	90,0	4,00	20,0	62,500	1,440
501		4,50	26,0	41,260	2,181
502		5,00	36,0	20,980	4,290
503	95,0	4,50	25,0	47,600	1,996
504		5,00	34,0	25,630	3,706
505	100,0	4,50	24,0	55,300	1,808
506		5,00	32,0	31,750	3,150
507	106,0	4,50	22,0	76,450	1,386
508		5,00	30,0	40,000	2,650
509	112,0	5,00	28,0	51,370	2,180
510	118,0		26,0	67,480	1,749
511	125,0		25,0	78,120	1,600

ГОСТ 13771—68 предусматривает также пружины из проволоки $d = 0{,}2 \div 0{,}36$, а в пределах приведенной таблицы — другие d и D и соответственно номера пружин, P_3, z_1 и f_3.

10. Пружины сжатия и растяжения II класса, разряда 3
(по ГОСТу 13772—68)

Материал: сталь 60С2А, 65С2ВА, 65Г твердость *HRC* 46—52; сталь 50ХФА твердость *HRC* 44—50.

Номер пружины	Сила P_3 пружины при максимальной деформации в *кГ*	Диаметр в *мм*		Жесткость z_1 одного витка в *кГ/мм*	Наибольший прогиб одного витка f_3 в *мм*
		проволоки d	наружный пружины D		
1	23,6	3,0	40	1,600	14,750
2	25,0	3,0	38	1,888	13,240
3	26,5	3,0	36	2,254	11,760
4	28,0	3,0	34	2,722	10,290
5	30,0	3,0	32	3,318	9,042
6	31,5	3,0	30	4,115	7,655
7	33,5	3,0	28	5,184	6,462
8	33,5	3,5	45	2,098	15,970
9	35,5	3,0	26	6,657	5,333
10		3,5	42	2,630	13,500
11	37,5	3,0	25	7,608	4,930
12		3,5	40	3,085	12,160
13	40,0	3,0	24	8,746	4,574
14		3,5	38	3,651	10,960
15	42,5	3,0	22	11,830	3,592
16		3,5	36	4,371	9,723
17		4,0	52	2,315	18,360
19	45,0	3,5	34	5,289	8,509
20		4,0	50	2,630	17,110
21	47,5	3,0	20	16,460	2,886
22		3,5	32	6,482	7,327
23		4,0	48	3,005	15,810
25	50,0	3,5	30	8,064	6,201
26		4,0	45	3,714	13,460
27	53,0	3,0	18	24,000	2,208
28		3,5	28	10,200	5,197
29		4,0	42	4,665	11,360
31	56,0	3,5	26	13,170	4,252
32		4,0	40	5,487	10,200
33		4,5	60	2,401	23,320

Продолжение табл. 10

Номер пружины	Сила P_3 пружины при максимальной деформации в кГ	Диаметр в мм: проволоки d	Диаметр в мм: наружный пружины D	Жесткость z_1 одного витка в кГ/мм	Наибольший прогиб одного витка f_3 в мм
34	60,0	3,0	16	36,870	1,627
35		3,5	25	15,120	3,968
36		4,0	38	6,514	9,211
37		4,5	55	3,184	18,840
38	63,0	3,0	15	46,880	1,344
39		3,5	24	17,390	3,623
40		4,0	36	7,812	8,064
41		4,5	52	3,826	16,470
42	67,0	3,5	22	23,700	2,827
43		4,0	34	9,481	7,067
44		4,5	50	4,354	15,390
45		5,0	65	2,894	23,150
47	71,0	4,0	32	11,660	6,089
48		4,5	48	4,977	14,260
49		5,0	63	3,203	22,170
50	75,0	3,5	20	33,410	2,245
51		4,0	30	14,570	5,148
52		4,5	45	6,173	12,150
53		5,0	60	3,756	19,970
55	80,0	4,0	28	18,520	4,320
56		4,5	42	7,776	10,290
57		5,0	55	5,000	16,000
58		5,5	75	2,726	29,350
59	85,0	3,5	18	49,220	1,727
60		4,0	26	24,040	3,536
61		4,5	40	9,165	9,274
62		5,0	52	6,020	14,120
63		5,5	70	3,410	24,930
65	90,0	4,0	25	27,640	3,256
66		4,5	38	10,930	8,234
67		5,0	50	6,859	13,120
68		5,5	65	4,344	20,720
69	95,0	4,0	24	32,000	2,969
70		4,5	36	13,120	7,241
71		5,0	48	7,860	12,070
72		5,5	63	4,814	19,730
73		6,0	80	3,201	29,680
74	100	4,0	22	43,900	2,278
75		4,5	34	15,970	6,262
76		5,0	45	9,766	10,240
77		5,5	60	5,653	17,690
78		6,0	75	3,945	25,350
80	106	4,5	32	19,730	5,372
81		5,0	42	12,340	8,590
82		5,5	55	7,544	14,050
83		6,0	70	4,939	21,460
84	112	4,0	20	62,500	1,792
85		4,5	30	24,690	4,536
86		5,0	40	14,580	7,682
87		5,5	52	9,103	12,300
88		6,0	65	6,310	17,750
89	118	4,5	28	31,640	3,729
90		5,0	38	17,390	6,786
91		5,5	50	10,380	11,370
92		6,0	63	7,000	16,860
93	125	4,5	26	41,260	3,030
94		5,0	36	20,980	5,958
95		5,5	48	11,920	10,460
96		6,0	60	8,230	15,190
97	132	4,5	25	47,600	2,773
98		5,0	34	25,630	5,150
99		5,5	45	14,850	8,889
100		6,0	55	11,000	12,000
101		7,0	90	4,196	31,460
102	140	4,5	24	55,300	2,532
103		5,0	32	31,750	4,409
104		5,5	42	18,820	7,439
105		6,0	52	13,300	10,530
106		7,0	85	5,063	27,650
107	150	4,5	22	76,450	1,962
108		5,0	30	40,000	3,750
109		5,5	40	22,280	6,732
110		6,0	50	15,240	9,842
111		7,0	80	6,170	24,310
112	160	5,0	28	51,370	3,115
113		5,5	38	26,660	6,002
114		6,0	48	17,490	9,148
115		7,0	75	7,636	20,950
116	170	5,0	26	67,480	2,519
117		5,5	36	32,260	5,270
118		6,0	45	21,850	7,780
119		7,0	70	9,602	17,700
120		8,0	105	4,494	37,830
121	180	5,0	25	78,120	2,304
122		5,5	34	39,520	4,555
123		6,0	42	27,780	6,479
124		7,0	65	12,330	14,600
125		8,0	100	5,260	34,220
126	190	5,5	32	49,180	3,863
127		6,0	40	32,970	5,762
128		7,0	63	13,670	13,900
129		8,0	95	6,220	30,550

Продолжение табл. 10

Номер пружины	Сила P_3 пружины при максимальной деформации в $кГ$	Диаметр в $мм$: проволоки d	Диаметр в $мм$: наружный пружины D	Жесткость z_1 одного витка в $кГ/мм$	Наибольший прогиб одного витка f_3 в $мм$
130	200	5,5	30	62,240	3,213
131		6,0	38	39,620	5,048
132		7,0	60	16,140	12,390
133		8,0	90	7,429	26,920
134	212	5,5	28	80,330	2,639
135		6,0	36	48,000	4,417
136		7,0	55	21,680	9,778
137		8,0	85	8,972	23,630
138		9,0	120	4,798	44,180
139	224	6,0	34	59,040	3,794
140		7,0	52	26,340	8,504
141		8,0	80	10,970	20,420
142		9,0	110	6,372	35,150
143	236	6,0	32	73,740	3,200
144		7,0	50	30,240	7,804
145		8,0	75	13,590	17,360
146		9,0	105	7,416	31,830
147	250	6,0	30	93,750	2,667
148		7,0	48	34,790	7,186
149		8,0	70	17,180	14,550
150		9,0	100	8,709	28,700
151	265	7,0	45	43,760	6,056
152		8,0	65	22,120	11,980
153		9,0	95	10,300	25,730
154		10,0	130	5,787	45,790
155	280	7,0	42	56,000	5,000
156		8,0	63	24,560	11,400
157		9,0	90	12,350	22,680
158		10,0	125	6,575	42,580
159	300	7,0	40	66,810	4,490
160		8,0	60	29,130	10,300
161		9,0	85	14,970	20,040
162		10,0	120	7,513	32,930
163	315	7,0	38	80,590	3,909
164		8,0	55	39,450	7,984
165		9,0	80	18,320	17,190
166		10,0	110	10,000	31,500
167	335	7,0	36	98,450	3,403
168		8,0	52	48,080	6,968
169		9,0	75	22,820	14,680
170		10,0	105	11,660	28,730
172	355	8,0	50	55,290	6,421
173		9,0	70	28,870	12,300
174		10,0	100	13,720	25,870
176	375	8,0	48	64,000	5,859
177		9,0	65	37,410	10,020
178		10,0	95	16,280	23,030
181	400	8,0	45	80,860	4,947
182		9,0	63	41,670	9,599
183		10,0	90	19,530	20,480

В пределах приведенной таблицы ГОСТ 13772—68 предусматривает другие d и D и соответственно номера пружин, P_3, z_1 и f_3.

11. Пружины сжатия III класса, разряда 2
(по ГОСТу 13775—68)

Материал: сталь 60С2А, 65С2ВА, твердость HRC 53—57

Номер пружины	Сила P_3 пружины при максимальной деформации в $кГ$	Диаметр в $мм$: проволоки d	Диаметр в $мм$: наружный пружины D	Жесткость z_1 одного витка в $кГ/мм$	Наибольший прогиб одного витка f_3 в $мм$
1	31,5	3,0	40	1,600	19,690
2	33,5	3,0	38	1,888	17,740
3	35,5	3,0	36	2,254	15,750
4	37,5	3,0	34	2,722	13,780
5	40,0	3,0	32	3,318	12,060
6	42,5	3,0	30	4,115	10,330

Продолжение табл. 11

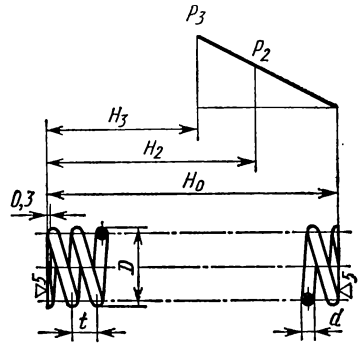
Номер пружины	Сила P_3 пружины при максимальной деформации в кГ	Диаметр в мм: проволоки d	Диаметр в мм: наружный пружины D	Жесткость z_1 одного витка в кГ/мм	Наибольший прогиб одного витка f_3 в мм
7	45,0	3,0	28	5,184	8,681
8		3,5	45	2,098	21,450
9	47,5	3,0	26	6,657	7,135
10		3,5	42	2,630	18,060
11	50,0	3,0	25	7,607	6,573
12		3,5	40	3,085	16,210
13	53,0	3,0	24	8,746	6,060
14		3,5	38	3,651	14,520
15	56,0	3,0	22	11,830	4,734
16		3,5	36	4,371	12,810
17		4,0	52	2,315	24,190
19	60,0	3,5	34	5,289	11,340
20		4,0	50	2,630	22,810
21	63,0	3,0	20	16,460	3,827
22		3,5	32	6,482	9,718
23		4,0	48	3,005	20,960
25	67,0	3,5	30	8,063	8,309
26		4,0	45	3,714	18,040
27	71,0	3,0	18	24,000	2,958
28		3,5	28	10,200	6,961
29		4,0	42	4,665	15,220
30		4,5	60	2,401	29,570
32	75,0	3,5	26	13,170	5,695
33		4,0	40	5,487	13,670
34		4,5	55	3,184	23,560
35	80,0	3,0	16	36,870	2,170
36		3,5	25	15,120	5,291
37		4,0	38	6,514	12,280
38		4,5	52	3,826	20,910
39	85,0	3,0	15	46,880	1,813
40		3,5	24	17,390	4,888
41		4,0	36	7,812	10,880
42		4,5	50	4,354	19,520
43	90,0	3,5	22	23,700	3,797
44		4,0	34	9,481	9,493
45		4,5	48	4,977	18,080
46		5,0	65	2,894	31,100
48	95,0	4,0	32	11,660	8,148
49		4,5	45	6,173	15,390
50		5,0	63	3,203	29,660
51	100	3,5	20	33,410	2,994
52		4,0	30	14,570	6,863
53		4,5	42	7,776	12,860
54		5,0	60	3,756	26,620
56	106	4,0	28	18,520	5,724
57		4,5	40	9,165	11,570
58		5,0	55	5,000	21,200
59		5,5	75	2,726	38,890
60	112	3,5	18	49,220	2,275
61		4,0	26	24,040	4,659
62		4,5	38	10,930	10,250
63		5,0	52	6,020	18,600
64		5,5	70	3,410	32,840
66	118	4,0	25	27,640	4,269
67		4,5	36	13,120	8,994
68		5,0	50	6,859	17,200
69		5,5	65	4,344	27,160
70	125	4,0	24	32,000	3,906
71		4,5	34	15,970	7,827
72		5,0	48	7,860	15,900
73		5,5	63	4,814	25,960
74		6,0	80	3,201	39,050
75	132	4,0	22	43,900	3,007
76		4,5	32	19,730	6,690
77		5,0	45	9,766	13,520
78		5,5	60	5,653	23,350
79		6,0	75	3,945	33,460

Продолжение табл. 11

Номер пружины	Сила P_3 пружины при максимальной деформации в кГ	Диаметр в мм: проволоки d	Диаметр в мм: наружный пружины D	Жесткость z_1 одного витка в кГ/мм	Наибольший прогиб одного витка f_3 в мм
81	140	4,5	30	24,690	5,670
82		5,0	42	12,340	11,340
83		5,5	55	7,545	18,560
84		6,0	70	4,939	28,340
85	150	4,0	20	62,500	2,400
86		4,5	28	31,640	4,741
87		5,0	40	14,580	10,290
88		5,5	52	9,103	16,480
89		6,0	65	6,310	23,770
90	160	4,5	26	41,260	3,878
91		5,0	38	17,390	9,201
92		5,5	50	10,380	15,410
93		6,0	63	7,000	22,860
94	170	4,5	25	47,600	3,572
95		5,0	36	20,980	8,103
96		5,5	48	11,920	14,260
97		6,0	60	8,230	20,660
98	180	4,5	24	55,300	3,255
99		5,0	34	25,630	7,023
100		5,5	45	14,850	12,120
101		6,0	55	11,000	16,360
102		7,0	90	4,196	42,900
103	190	4,5	22	76,450	2,485
104		5,0	32	31,750	5,984
105		5,5	42	18,820	10,100
106		6,0	52	13,300	14,280
107		7,0	85	5,063	37,530
108	200	5,0	30	40,000	5,000
109		5,5	40	22,280	8,977
110		6,0	50	15,240	13,120
111		7,0	80	6,170	32,410
112	212	5,0	28	51,370	4,127
113		5,5	38	26,660	7,952
114		6,0	48	17,490	12,120
115		7,0	75	7,636	27,760
116	224	5,0	26	67,480	3,320
117		5,5	36	32,260	6,944
118		6,0	45	21,850	10,250
119		7,0	70	9,602	23,330
120		8,0	105	4,494	49,840
121	236	5,0	25	78,120	3,021
122		5,5	34	39,520	5,972
123		6,0	42	27,780	8,495
124		7,0	65	12,330	19,140
125		8,0	100	5,260	44,870
126	250	5,0	32	49,180	5,083
127		6,0	40	32,970	7,582
128		7,0	63	13,670	18,290
129		8,0	95	6,220	40,190
130	265	5,5	30	62,240	4,258
131		6,0	38	39,620	6,688
132		7,0	60	16,140	16,420
133		8,0	90	7,429	35,670
134	280	5,5	28	80,330	3,486
135		6,0	36	48,000	5,833
136		7,0	55	21,680	12,920
137		8,0	85	8,972	31,210
138	300	6,0	34	59,040	5,081
139		7,0	52	26,340	11,390
140		8,0	80	10,970	27,350
141		9,0	120	4,798	62,530
142	315	6,0	32	73,730	4,272
143		7,0	50	30,240	10,420
144		8,0	75	13,590	23,180
145		9,0	110	6,372	49,440
146	335	6,0	30	93,750	3,573
147		7,0	48	34,790	9,629
148		8,0	70	17,180	19,500
149		9,0	105	7,416	45,180
150	355	7,0	45	43,760	8,113
151		8,0	65	22,120	16,050
152		9,0	100	8,709	40,760
153		10,0	130	5,787	61,340
154	375	7,0	42	56,000	6,696
155		8,0	63	24,620	15,230
156		9,0	95	10,300	36,410
157		10,0	125	6,575	57,030

В пределах приведенной таблицы ГОСТ 13775—68 предусматривает другие d и D и соответственно номера пружин, P_3, z_1 и f_3.

12. Пружины сжатия для станочных приспособлений
(по ГОСТу 13165—67)
Размеры в *мм*



Направление навивки пружины правое.

Поджатые и прошлифованные участки опорных витков составляют не менее $^3/_4$ окружности витка.

Острые кромки притупить.

Покрытие — Хим. Фос. прм (по ГОСТу 9791—68)

Обозначение пружин	$D \pm 0{,}4$	d	H_0*	$t \pm 0{,}2$	Число витков: рабочих n	Число витков: полное n_1	Диаметр: на гильзе $D_г$	Диаметр: по стержню $D_с$	Длина развернутой проволоки L	H_2*	H_3*	P_2 в $кГ$	P_3 в $кГ$ (отклонение $\pm 10\%$)	Масса 100 шт. в $кг$
7039-2011	8	0,8	28	3,2	8,5	10,0	8,32	6,14	226	12	8,0	2,12	2,63	0,090
2012		1,0	32	2,5	12,0	13,5		5,76	384	16	13,5	3,64	4,37	0,238
2013			50		19,5	21,0			462	25	21,0			0,284
2014	10		45	3,5	12,5	14,0	10,4	7,68	396	17	14,0	3,00	3,43	0,250
2015		1,2	40		11,0	12,5		7,29	346	20	15,0	5,40	7,00	0,307
2016	12		45	4,5	9,5	11,0	12,48	9,21	374	18	13,2	4,50	5,40	0,332
2017		1,6	60	3,5	16,5	18,0		7,99	590	35	28,8	8,70	11,10	0,929
2018	14		51	4,5	11,0	12,5	14,56	11,90	490	32	20,0	6,00	10,00	0,774
2019	16		50	6,0	8,0	9,5	16,66	12,28	430	22	15,2	7,80	9,70	0,479
2020			60		9,5	11,0			500	25	17,6			0,790
2021			70		11,5	13,0			590	30	20,8			0,929
2022			95		15,5	17,0			770	40	27,2			1,203
2023		2,0	80	5,0				11,52	750	43	34,0	14,20	17,50	1,847
2024	18	2,5	90		17,5	19,0	18,72	12,48	925	54	47,5	21,00	26,20	3,561
2025	22	2,0	80	8,5	9,0	10,5	22,28	19,20	660	32	21,0	10,60	13,00	1,630
2026			110		12,5	14,0			880	42	28,0			2,170
2027			138		16,0	17,5			1100	52	35,0			2,715
2028			164		19,0	20,5			1290	62	41,0			3,177
2029	28	2,5	95	10,5	9,0	10,5	29,12	22,08	842	38	26,3	15,40	18,80	3,041
2030			125		11,5	13,0			1042	49	32,5			4,011
2031			150		14,0	15,5			1242	59	38,8			4,781
7039-2032			192		18,0	19,5			1562	75	48,8			6,013

* H_0 — высота пружины в свободном состоянии;
H_2 — высота пружины под осевой нагрузкой P_2 в $кГ$;
H_3 — высота пружины под осевой нагрузкой P_3 в $кГ$.

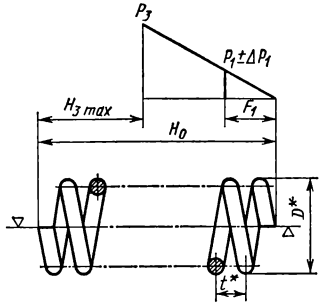
Материал: проволока II — по ГОСТу 9389—60 или сталь 65Г по ГОСТу 1050—60.

Пример обозначения пружины сжатия размерами $D = 8$ *мм*, $H_0 = 28$ *мм*:

Пружина 7039-2011 ГОСТ 13165—67

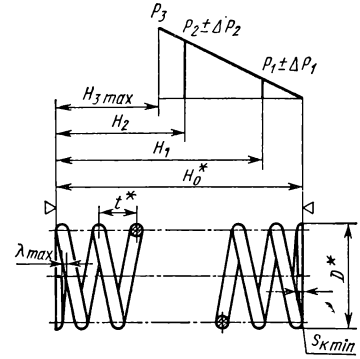
Конструкция пружин

13. Пружина сжатия из проволоки круглого сечения с неподвижными и нешлифованными крайними витками



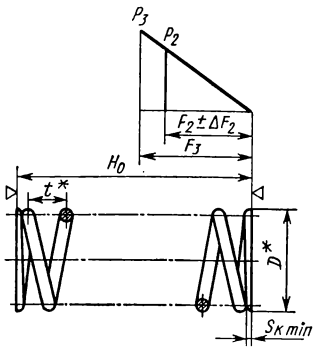
1. Модуль сдвига G . кГ/мм².
2. Твердость HRC.
3. Напряжение касательное при кручении (максимальное) τ_3 . . . кГ/мм².
4. Длина развернутой пружины L . мм.
5. Число рабочих витков n.
6. Направление навивки.
7. Диаметр контрольного стержня D_c. . мм или диаметр контрольной гильзы $D_г$. мм.
8. Остальные технические требования по . (указывают номер нормативного документа).
9. * Размеры для справок.

14. Пружина сжатия с поджатыми на $^3/_4$ витка с каждого конца и шлифованными на $^3/_4$ окружности опорными поверхностями



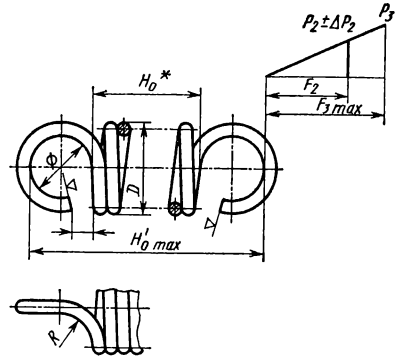
1. Модуль сдвига G кГ/мм².
2. Твердость HRC.
3. Напряжение касательное при кручени (максимальное) τ_3 . . . кГ/мм².
4. Длина развернутой пружины L. . .
5. Число рабочих витков n.
6. Число витков полное n_1.
7. Направление навивки.
8. Диаметр контрольного стержня D_c. мм или диаметр контрольной гильзы $D_г$. мм.
9. Остальные технические требования по . . . (указывают номер нормативного документа).
10. * Размеры для справок.

15. Пружина сжатия с поджатыми по одному витку с каждого конца и шлифованными на $^3/_4$ окружности опорными поверхностями



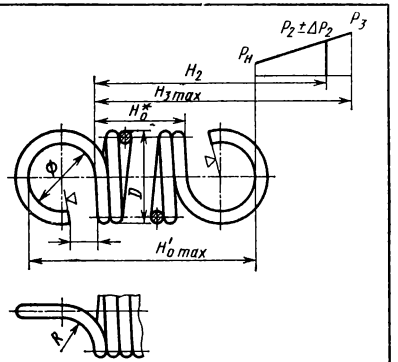
Примечание. Требования под изображением пружины такие же, как в табл. 14.

16. Пружина растяжения из проволоки круглого сечения с зацепами, открытыми с одной стороны и расположенными в одной плоскости



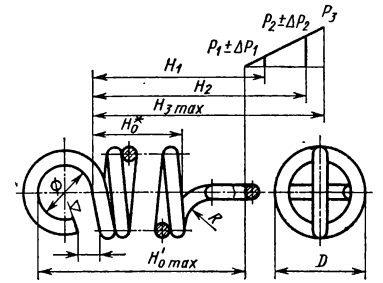
1. Модуль сдвига G кГ/мм².
2. Твердость HRC.
3. Напряжение касательное при кручении (максимальное) τ_3 . . . кГ/мм².
4. Длина развернутой пружины L. мм.
5. Число рабочих витков n.
6. Направление навивки.
7. Остальные технические требования по . . (указывают номер нормативного документа).
8. * Размер для справок.

17. Пружина растяжения с межвитковым давлением из проволоки круглого сечения с зацепами, открытыми с противоположных сторон и расположенными в одной плоскости



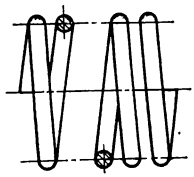
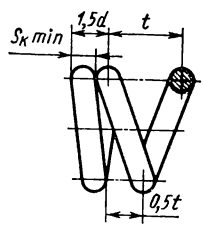
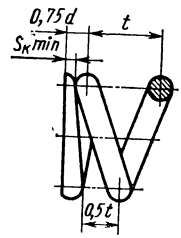
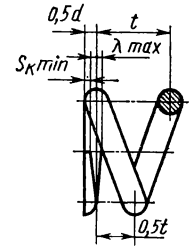
Примечание. Требования под изображением пружины такие же, как в табл. 16.

18. Пружина растяжения из проволоки круглого сечения с зацепами, расположенными под углом 90°



Примечание. Требования под изображением пружины такие же, как в табл. 16.

19. Опорные витки пружины сжатия

Не поджаты крайние витки	Поджат целый нешлифованный виток; $s_к = d$; $\lambda = 0$	Поджат целый виток, зашлифовано $^3/_4$ дуги окружности; $s_к = 0{,}25d$; $\lambda = 0$	Поджато $^3/_4$ витка, зашлифовано $^3/_4$ дуги окружности; $s_к = 0{,}25d$; $\lambda = 0{,}25(t-d)$
			

ПРУЖИНЫ КРУЧЕНИЯ ИЗ КРУГЛОЙ ПРОВОЛОКИ

Пружина кручения и диаграммы силовых испытаний изображены на рис. 1. На пружину кручения действует пара сил, закручивающая ее в поперечных сечениях.

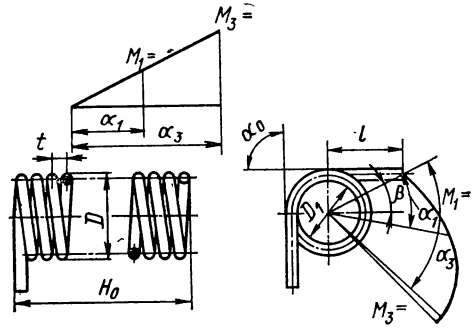


Рис. 1

Пружины применяют в качестве прижимных, аккумулирующих и упругих звеньев силовых передач (рис. 2—4).

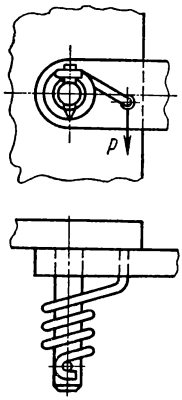


Рис. 2

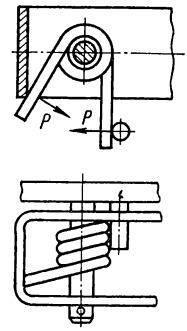


Рис. 3

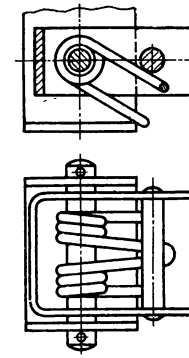


Рис. 4

Расчет. Исходные данные: наибольший рабочий крутящий момент M_2 в $кГ \cdot мм$, наибольший угол закручивания α_2 в град.

Расчет. Наибольший рабочий крутящий момент в $кГ \cdot мм$

$$M_2 = \frac{\pi d^3}{32K} [\sigma_{из}]. \qquad (20)$$

Наименьший (установочный) рабочий крутящий момент определяется условиями работы механизма, его значение в $кГ \cdot мм$

$$M_1 = (0{,}1 \div 0{,}5)\, M_2. \qquad (20а)$$

Если установочная нагрузка не предусматривается, то $M_1 = 0$.

Предельно допустимый крутящий момент (для наибольшей испытательной нагрузки) в $кГ \cdot мм$

$$M_3 = M_2 \frac{\alpha_3}{\alpha_2}; \tag{21}$$

$$M_3 = 1{,}25 M_2. \tag{21а}$$

Индекс пружины

$$c = \frac{D_0}{d}; \tag{22}$$

здесь D_0 — средний диаметр пружины; рекомендуется принимать $c \geqslant 5$ (чем меньше d, тем больше следует брать c); в исключительных случаях допустимо $c = 4$.

Значения индекса пружины c можно принимать в зависимости от диаметра проволоки:

Диаметр проволоки в *мм*	0,2—0,4	0,45—1,0	1,1—2,5	2,8—6	7—14
$c = \frac{D_0}{d}$	16—8	12—6	10—5	10—4	8—4

Коэффициент формы сечения и кривизны витка

$$K = \frac{4c-1}{4c-4}. \tag{23}$$

Диаметр проволоки в *мм*

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 M_2 K}{\pi [\sigma_{из}]}}. \tag{24}$$

Напряжение, нормальное при изгибе, в $кГ/мм^2$ при нагрузке M_3

$$\sigma_2 = \frac{32 M_2 K}{\pi d^3} \tag{25}$$

должно быть $\sigma_2 \leqslant [\sigma_{из}]$.

Предельный угол закручивания при M_3

$$\alpha_3 = 1{,}25 \alpha_2. \tag{26}$$

Наибольший рабочий угол закручивания при M_2

$$\alpha_2 \approx 0{,}8 \alpha_3. \tag{27}$$

Наименьший рабочий угол закручивания при M_1

$$\alpha_1 = \frac{\alpha_2 M_1}{M_2}. \tag{28}$$

Рабочий угол закручивания от M_1 до M_2

$$\theta = \alpha_2 - \alpha_1. \tag{29}$$

Обычно θ определяют из условий работы механизма.

Число рабочих витков

$$n = \frac{5456 d^3}{(M_2 - M_1) c}; \tag{30}$$

$$n = \frac{100 K \alpha_2}{1{,}8 c [\sigma_{из}]}. \tag{30а}$$

Наименьшее число витков (из условия устойчивости пружины, т. е. постоянства ее оси)

$$n_{\min}=\left(\frac{\alpha_3}{123{,}1}\right)^4 \tag{31}$$

должно быть $n \geqslant n_{\min}$.

Высота пружины в свободном состоянии в *мм*

$$H_0=n(d+\delta). \tag{32}$$

Зазор между витками в *мм*

$$\delta=(0{,}1 \div 0{,}5). \tag{33}$$

Шаг пружины в *мм*

$$t=d+\delta. \tag{34}$$

Длина развернутой пружины в *мм*

$$L \approx 3{,}2D_0n+l_{прищ}$$

$l_{прищ}$ — длина проволоки прицепов в *мм*.

Пример расчета. Дано: наибольший рабочий крутящий момент $M_2 = 1100$ *кГ·мм*; наибольший рабочий угол закручивания $\alpha_2 = 140°$; пружина класса I, разряда 3.

Решение. Допускаемое напряжение на изгиб

$$[\sigma_{из}]=1{,}25\,[\tau_3]\ \ кГ/мм^2.$$

Из табл. 2 имеем для стали 60С2А $[\tau_3] = 56$ *кГ/мм*^{2},

$$[\sigma_{из}]=1{,}25 \cdot 56=70\ \ кГ/мм^2.$$

Индекс пружины по формуле (22) принимаем $c = 8$.

Коэффициент формы сечения и кривизны витка по формуле (23):

$$K=\frac{4c-1}{4c-4}=\frac{4 \cdot 8-1}{4 \cdot 8-4}=1{,}11.$$

Диаметр проволоки по формуле (24):

$$d=\sqrt[3]{\frac{32M_2K}{\pi\,[\sigma_{из}]}}=\sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1100 \cdot 1{,}11}{3{,}14 \cdot 70}}=5{,}6\ мм,$$

принимаем $d = 6$ *мм*.

Диаметр пружины по формуле (22) в *мм*:

$$D_0=cd=8 \cdot 6=48;$$

$$D=D_0+d=48+6=54;$$

$$D_1=D_0-6=48-6=42.$$

Иногда диаметр пружины приходится принимать по конструктивным соображениям.

Нормальное напряжение при M_2 (т. е. поверочный расчет пружины на прочность) по формуле (25):

$$\sigma_2=\frac{32M_2K}{\pi d^3}=\frac{32 \cdot 1100 \cdot 1{,}11}{3{,}14 \cdot 6^3} \approx 58\ \ кГ/мм^2.$$

Число рабочих витков по формуле (30а):

$$n=\frac{100K\alpha_2}{1{,}8C[\sigma_{из}]}=\frac{100 \cdot 1{,}11 \cdot 140}{1{,}8 \cdot 8 \cdot 70}=16.$$

Предельный угол закручивания по формуле (26):

$$\alpha_3=1{,}25\alpha_2=1{,}25 \cdot 140=175°.$$

Наименьшее число витков по формуле (31):

$$n_{\min}=\left(\frac{\alpha_3}{123{,}1}\right)^4=\left(\frac{175}{123{,}1}\right)^4=4{,}1.$$

Наименьший рабочий крутящий момент по формуле (20а) в *кГ·мм*:

$$M_1=0{,}2M_2=0{,}2\cdot 1100=220.$$

Наименьший рабочий угол закручивания по формуле (28):

$$\alpha_1=\frac{\alpha_2 M_1}{M_2}=\frac{140\cdot 220}{1100}=28^\circ.$$

Зазор между витками по формуле (33):

$$\delta=0{,}5\ мм.$$

Высота пружины по формуле (32) в *мм*:

$$H_0=n\,(d+\delta)=16\,(6+0{,}5)=104.$$

Предельно допустимый крутящий момент по формуле (21а) в *кГ·мм*:

$$M_3=1{,}25M_2=1{,}25\cdot 1100=1375.$$

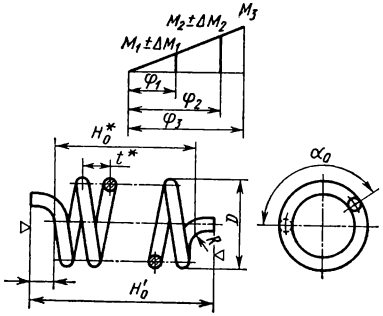
Шаг пружины по формуле (34).

$$t=6+0{,}5=6{,}5\ мм.$$

Длина развернутой проволоки по формуле (35).

Примечание. Если конструкция пружины окажется не совсем удачной, расчет следует повторить, исходя из иного, вновь выбранного индекса пружины.

20. Пружина кручения с прямыми концами, расположенными вдоль оси пружины



1. Модуль упругости E кГ/мм².
2. Твердость HRC.
3. Напряжение нормальное при изгибе (максимальное) σ_3 в кГ/мм².
4. Длина развернутой пружины L . мм.
5. Число рабочих витков n.
6. Направление навивки.
7. Остальные технические требования по . . . (указывают номер нормативного документа).
8. * Размеры для справок.

ПЛАСТИНЧАТЫЕ ПРУЖИНЫ ИЗГИБА (рис. 5)

Расчет. Принятые обозначения: F_1, F_2, F_3 — деформация пружины в *мм* при нагрузке соответственно P_1, P_2, P_3; L_0 — длина пружины в *мм*; P_1 и P_2 — рабочие нагрузки в *кГ*; P_3 — максимально допустимая нагрузка на пружину в *кГ*; $[\sigma_{из}]$ — допускаемое напряжение при изгибе в *кГ/мм²*; E — модуль упругости (для стали 21 000 *кГ/мм²*).

Максимально допускаемая нагрузка

$$P_3=\frac{bs^2\,[\sigma_{из}]}{6L_0}\ кГ.$$

Деформация пружины

$$F_3 = 4\frac{L_0^3 P_3}{bs^3 E} = \frac{2L_0^2 [\sigma_{из}]}{3sE}$$

Пример расчета. Д а н о: $P_3 = 1$ *кГ*; $L_0 = 70$ *мм*.
Определить размеры сечения пружины и деформацию.

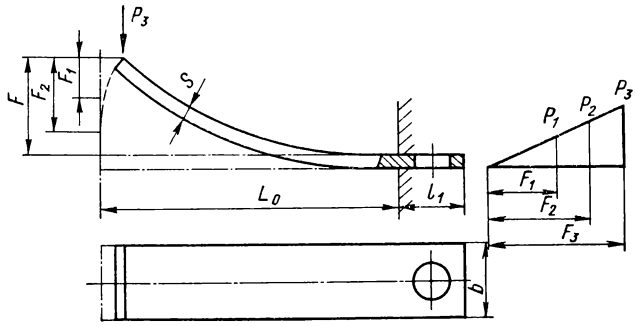


Рис. 5

Берем холоднокатаную ленту из стали 65 с допускаемым напряжением при изгибе $[\sigma_{из}] = 70$ *кГ/мм*^{2} (для пружин из ленты толщиной 4 *мм* и более применяют сталь 65Г с $[\sigma_{из}] = 70$ *кГ/мм*^{2}; $E \approx 21\,000$ *кГ/мм*^{2}.

1. Находим ширину ленты b по формуле

$$P_3 = \frac{bs^2 [\sigma_{из}]}{6L_0}.$$

Толщину ленты s по конструктивным соображениям и согласно сортаменту на пружинную ленту выбираем равной 0,8 *мм*, тогда

$$b = \frac{6P_3 L_0}{s^2 [\sigma_{из}]} = \frac{6 \cdot 1\ \ 70}{0{,}8^2 \cdot 70} = 9{,}4 \text{ мм}.$$

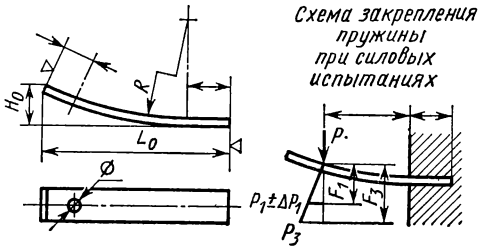
Принимаем $b = 10$ *мм*.

2. Определяем максимально допустимую деформацию

$$F_3 = \frac{2L_0^2 [\sigma_{из}]}{3sE} = \frac{2 \cdot 70^2 \cdot 70}{3 \cdot 0{,}8 \cdot 21\,000} = 5{,}84 \text{ мм}.$$

Максимально допускаемое напряжение на изгиб для стали принимается равным 1,25 $[\tau_{кр}]$, где $[\tau_{кр}]$ — максимально допускаемое напряжение кручения.

21. Пример выполнения пластинчатой пружины изгиба



1. Модуль упругости E *кГ/мм*^{2}.
2. Твердость *HRC*.
3. Напряжение нормальное при изгибе (максимальное) σ_3 *кГ/мм*^{2}.
4. Длина развернутой пружины L . . . *мм*.
5. Остальные технические требования по . . . (указывают номер нормативного документа).

Выполнение рабочих чертежей. Для пластинчатой пружины с контролируемыми силовыми параметрами, кроме диаграмм, на чертеже приводят схему закрепления пружины и указывают размеры от точки приложения нагрузки до места закрепления (табл. 21).

ПЛОСКИЕ СПИРАЛЬНЫЕ ПРУЖИНЫ

Плоские спиральные пружины применяют в качестве заводных; их обычно заключают в барабан для обеспечения смазки и придания им определенных внешних размеров. В неответственных случаях используют спиральные пружины и

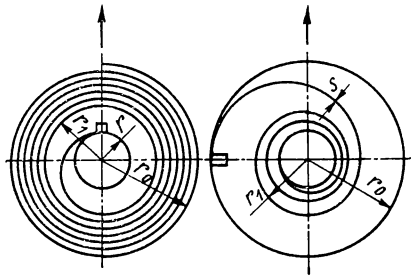


Рис. 6

без барабанов. Внутренний конец пружины крепят к заводному валику, наружный — к барабану (рис. 6).

К. п. д. спиральных пружин определяется отношением работы, производимой пружиной при развертывании, к работе, затраченной на ее заводку.

К. п. д. η в зависимости от смазки (в %):	
Касторовое масло с графитом	70,4
Машинное масло . . .	68,6
Чистое касторовое масло	61,2
Без смазки	60,0

Следует избегать толстых пружин, так как они работают неплавно, что ведет к перенапряжениям в материале пружины и ее поломке.

Толщину s пружины выбирают из условия $s \leqslant \frac{r}{15}$, где r — радиус валика, на который наматывается пружина.

Условие $s \leqslant \frac{r}{15}$ учитывает, что наибольшие напряжения изгиба испытывают первые к валику витки пружины.

При расчете пружин рекомендуется придерживаться также соотношения

$$r = \frac{r_0}{3},$$

где r_0 — внутренний радиус барабана.

Расчет. Принятые обозначения:

r_0 — внутренний радиус барабана в *мм*;
r — радиус валика пружины в *мм*;
r_1 — внешний радиус заведенной пружины, равный внутреннему радиусу спущенной, в *мм*;
s — толщина пружины в *мм*;
ψ — рабочее число оборотов барабана;
n_1 — число витков свободной пружины (вне барабана);
n — число витков спущенной пружины (в барабане);
n_2 — число витков заведенной пружины (в барабане);

n_p — расчетное число витков пружины;
L — длина развернутой пружины в *мм*;
b — ширина пружины в *мм*;
M_{max} — максимальный момент на валике пружины в $кГ \cdot мм$;
M_{min} — минимальный момент на валике пружины в $кГ \cdot мм$;
$[\sigma_{из}]$ — допускаемое напряжение на изгиб в $кГ/мм^2$;
E — модуль упругости в $кГ/мм^2$;
η — к. п. д. в зависимости от смазки.

Формулы для расчета плоской спиральной пружины

$$M_{max} = \frac{\pi E b s^3 n_{p\,max}}{6L};$$

$$\frac{M_{max}}{rbs} \leqslant [\sigma_{из}];$$

$$M_{min} = \frac{\pi E b s^3 n_{p\,min} \eta}{6L} = M_{max} \frac{n_{p\,min}}{n_{p\,max}};$$

$$b = \frac{6LM_{min}}{\pi E s^3 n_{p\,min} \eta};$$

$$L = \pi (r_0 + r_1) n + 2\pi r.$$

Для пружины с нормальным соотношением $\frac{r_0}{r}$, т. е. $r = \frac{r_0}{3}$, длина пружины

$$L = \pi r_0 (1{,}745n + 0{,}67).$$

$n_{p\,max} = n_2 - n_1$ для заведенной пружины;
$n_{p\,min} = n - n_1$ для спущенной пружины;

$$n_1 = (0{,}3 \div 0{,}372)\, n_2;$$

$$n = 0{,}255 \frac{r_0}{s}; \quad n_2 = 0{,}412 \frac{r_0}{s};$$

$$s = 0{,}157 \frac{r_0}{\psi}; \quad s \leqslant \frac{r}{15};$$

$$r_1 = 0{,}745 r_0; \quad r = \frac{1}{3} r_0.$$

Величинами r_0 и ψ обычно задаются по конструктивным соображениям. Рабочее число оборотов барабана ψ при расчете следует увеличивать на 0,5—1,5 для покрытия потерь на трение.

Пример расчета. Заводная пружина должна иметь: $r_0 = 21$ *мм*, $M_{min} = 50\ кГ \cdot мм$ и $\psi = 7$ об.

Материал: сталь с модулем упругости $E = 2{,}1 \cdot 10^4\ кГ/мм^2$.

Смазка: касторовое масло с графитом.

1. Берем пружину с нормальным соотношением r:

$$r = \frac{1}{3} r_0 = \frac{21}{3} = 7\ мм.$$

2. Толщина пружины

$$s = 0{,}157 \frac{r_0}{\psi}.$$

Учитывая трение в начале и конце работы, добавляем один оборот, следовательно,

$$\psi = 7 + 1 = 8,$$

тогда

$$s = 0{,}157 \frac{21}{8} = 0{,}4 \text{ мм}.$$

Толщина пружины s должна быть меньше, чем $\frac{r}{15}$, т. е. $0{,}4 < \frac{r}{15}$, в противном случае необходимо изменить исходные данные для расчета.

3. Число витков спущенной пружины в барабане

$$n = 0{,}255 \frac{r_0}{s} = 0{,}255 \frac{21}{0{,}4} = 13{,}4.$$

4. Число витков заведенной пружины в барабане

$$n_2 = 0{,}412 \frac{r_0}{s} = 0{,}412 \frac{21}{0{,}4} = 21{,}6.$$

5. Число витков пружины в свободном состоянии (вне барабана) $n_1 = (0{,}3 \div 0{,}372)\, n_2$; принимаем $n_1 = 0{,}3 \cdot 21{,}6 = 6{,}5$ витка.

6. Длина пружины

$$L = \pi r_0 (1{,}745n + 0{,}67) = 3{,}14 \cdot 21\,(1{,}745 \cdot 13{,}4 + 0{,}67) = 1587 \text{ мм}.$$

7. Расчетное число витков

$$n_{p\max} = n_2 - n_1 = 21{,}6 - 6{,}5 = 15;$$

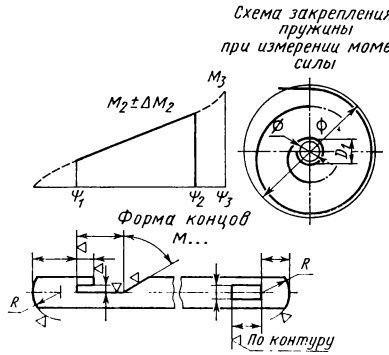
$$n_{p\min} = n - n_1 = 13{,}4 - 6{,}5 = 7.$$

8. Ширина пружины

$$\frac{6M_{\min}L}{\pi n_{p\min} E s^3 \eta} = \frac{6 \cdot 50 \cdot 1587}{3{,}14 \cdot 7 \quad 2{,}1 \cdot 10^4 \cdot 0{,}4^3 \cdot 0{,}704} = 24 \text{ мм}.$$

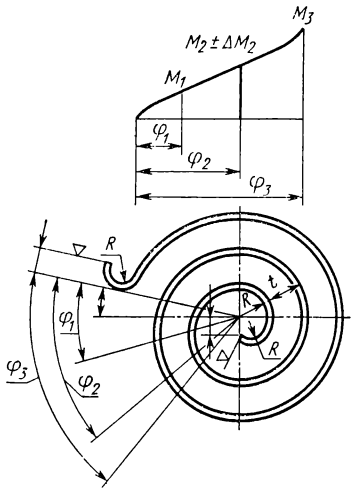
η — к. п. д. принят равным 0,704 в зависимости от смазки (см. стр. 386). Примеры выполнения рабочих чертежей приведены в табл. 22 и 23.

22. Спиральная плоская пружина из заготовки прямоугольного сечения с креплением к валу и барабану



1. Модуль нормальной упругости E . . $кГ/мм^2$
2. Твердость HRC.
3. Напряжение нормальное при изгибе (максимальное) σ_3 . . $кГ/мм^2$.
4. Длина развернутой пружины L . . мм.
5. Число витков пружины в свободном состоянии n.
6. Направление спирали.
7. Остальные технические требования по . . . (указывают номер нормативного документа).

23. Спиральная плоская пружина из заготовки прямоугольного сечения с отогнутыми зацепами



Примечание. Требования под изображением пружины такие же, как в табл. 22.

ТАРЕЛЬЧАТЫЕ ПРУЖИНЫ
(по ГОСТу 3057—54)

Типы и размеры. Стандартом установлены следующие типы тарельчатых пружин:

Н — нормальной точности, получаемые штамповкой без механической обработки поверхности обреза;

П — повышенной точности, получаемые штамповкой с механической обработкой поверхности обреза.

Пружины разделяются:

а) по характеристике:

на пружины большой жесткости $\left(\frac{f_3}{s} \leqslant 0{,}6\right)$ и малой жесткости $\left(0{,}6 < \frac{f_3}{s} \leqslant 1{,}5\right)$, где f_3 — высота внутреннего конуса в *мм*; s — толщина пружины в *мм*;

б) по условиям работы:

на пружины статического действия — С; динамического — Д; многократного — М.

Материал пружин: сталь 60С2А. Допускается применять пружинную сталь по ГОСТу 14963—69 из листового и полосового проката, которая по своим качествам не ниже стали 60С2А.

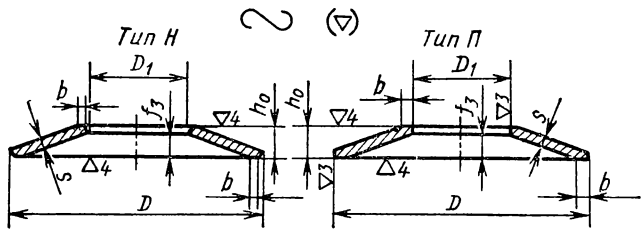
Пружины термически обрабатывают и защищают от коррозии.

Основные параметры и размеры пружин приведены в табл. 24 и 25, пример выполнения чертежа — в табл. 26.

Применение. Для получения нужного осевого перемещения пружины составляют из ряда секций, каждая из которых образуется последовательно двумя тарелками (рис. 7, *а*), соприкасающимися наружными кромками. Секции монтируют в гильзе или на общецентрирующей оправке. Отдельные секции взаимодействуют, соприкасаясь внутренними кромками. Образуемые таким способом весьма жесткие пружины предназначаются для восприятия больших усилий при относительно малых габаритных размерах. Используются главным образом как мощные буферные пружины во всякого рода амортизаторах.

Для большего гашения энергии воспринимаемых ударов между тарелками можно устанавливать шайбы (рис. 71, *б*); в этом случае жесткость пружины не-

24. Форма, основные параметры и размеры пружин в *мм*



Ребра скруглять $R \approx 0{,}1s$.

Обозначения:

P_3 — усилие при наибольшем прогибе $f = f_3$ — не контролируется;

P_1 — усилие при предварительном поджатии, f_1 — прогиб при усилии P_1 } стандартом не регламентируются

P_2 — наибольшее рабочее усилие, f_2 — прогиб при усилии P_2 } контролируются при испытаниях

D	D_1		f_3	h_0	Усилие в *кГ* при прогибе $f = f_3$ (P_3)	Усилие в *кГ* при прогибе $f_2 = 0{,}8f_3$ (P_2)	Усилие в *кГ* при прогибе $f_2 = 0{,}65f_3$ (P_2)	Масса в *кг*
Пружины большой жесткости								
28	12	1,5	0.8	2,3	500	410	350	0,006
30	15	2,0	0.6	2,6	830	670	550	0,008
32	10	2,0	0.9	2,9	910	750	610	0,012
32	(10)	3,0	0,7	3,7	2400	1900	1550	0,017
32	(14)	3,0	0.7	3,7	2600	2100	1700	0,015
35	20	2,0	0.8	2,8	900	720	600	0,010
40	20	2,0	1,0	3,0	730	620	520	0,015
40	25	2,5	0,8	3,3	1500	1200	990	0,015
45	(20)	2.2	1,1	3,3	770	650	540	0.022
45	25	2,5	1,0	3,5	1250	1000	840	0,022
45	25	3,0	1,0	4,0	2200	1750	1450	0.026
50	20	2,2	1,3	3,5	730	610	510	0,029
50	30	3,0	1.0	4,0	1850	1500	1250	0.039
55	24	3,0	1,4	4,4	1700	1400	1150	0.038
55	25	2,5	1,5	4.0	1050	900	760	0.037
60	20	2,5	1,5	4,0	830	700	580	0,048
60	26	3,8	1,4	5.2	2900	2300	1900	0.067
60	30	3,0	1.5	4,5	1600	1350	1150	0.050
60	30	3,5	1,5	5,0	2600	2100	1750	0.058
65	32	3,0	1,5	4,5	1400	1100	950	0,058
65	35	3,5	1,5	5,0	2300	1900	1550	0,065
70	26	5.0	1,1	6,1	3500	2800	2300	0.130
70	28	3,8	1,8	5,6	2600	2100	1750	0,098
70	40	4,0	1,5	5,5	3100	2500	2100	0,084
80	(26)	4,3	1,8	6,1	2800	2300	1900	0,151
80	28	5,0	1,5	6,5	3700	2900	2400	0.176
80	32	7,0	1,0	8.0	6900	5500	4500	0,232
80	36	3,7	2,0	5,7	2100	1750	1500	0,117
80	40	4,0	2,0	6,0	2800	2300	1950	0.119
80	50	5.0	1,5	6,5	5100	4100	3400	0.120
90	25	5.0	2.0	7,0	3800	3100	2500	0.231
90	(26)	4,5	2,2	6,7	3000	2500	2100	0.206

Продолжение табл. 24

D	D_1		f_3	h_0	Усилие в $кГ$ при прогибе			Масса в $кг$
					$f = f_3$	$f_2 = 0{,}8f_3$	$f_2 = 0{,}65f_3$	
					P_3	P_2		
90	32	4,0	2,3	6,3	2 300	1900	1600	0,175
90	40	4,5	2,5	7,0	3 800	3100	2600	0.181
90	50	5.0	2,0	7,0	4 800	3900	3200	0,172
90	50	6,0	2,0	8,0	8 300	6700	5500	0,208
100	36	4,8	2,5	7,3	3 500	2800	2400	0.258
100	40	6,0	2,2	8,2	6 100	4900	4100	0.312
100	50	5,0	2,5	7,5	4 500	3600	3000	0.232
100	50	6,0	2,5	8,5	7 600	6200	5200	0.277
100	60	7,0	2,0	9,0	11 500	9200	7500	0,277
Пружины малой жесткости								
30	15	1,0	1,0	2,0	1700	150	140	0.004
35	15	1,5	1,0	2,5	380	330	280	0.009
40	20	1,0	1,5	2,5	140	140	130	0.008
45	25	1,5	1,5	3,0	400	350	320	0,013
50	20	2,0	1,5	3,5	630	530	460	0,026
50	25	1,5	1.5	3,0	300	260	240	0.017
55	(16)	2,0	1,5	3,5	490	420	360	0.034
55	25	2,0	1,5	3,5	550	480	410	0,030
60	25	2,0	2,0	4,0	590	530	480	0.036
60	30	1,5	2,0	3,5	270	270	250	0.025
65	30	2,5	2,0	4,5	1020	880	760	0.051
70	(25)	3,0	2,4	5,4	1650	1450	1250	0,079
70	30	2,0	2,5	4,5	540	510	480	0.049
70	30	3,0	2,0	5,0	1450	1250	1050	0,074
80	35	3,0	2,5	5,5	1400	1200	1050	0,096
80	40	2,0	3,0	5,0	550	550	530	0,059
90	(40)	2,5	3,5	6,0	900	890	860	0.100
100	40	4,0	3,0	7,0	2450	2100	1850	0.207
100	50	2,5	3,5	6,0	780	740	740	0,111

1. Предельные отклонения и нормы точности пружин см. ГОСТ 3057—54.
2. ГОСТ 3057—54 предусматривает пружины большой жесткости до $D = 300$ *мм*, пружины малой жесткости до $D = 250$ *мм*.
3. Усилие P_2 при прогибе $f_2 = 0{,}8f_3$ является предельным рабочим для пружин С и испытательным для пружин Д и М при динамических испытаниях.
4. Усилие P_2 при прогибе $f_2 = 0{,}65f_3$ является предельным рабочим для пружин Д и М и обычным рабочим для пружин С.

Пример обозначения тарельчатой пружины типа Н динамического действия с размерами $D = 70$ *мм*, $D_1 = 30$ *мм*, $s = 3$ *мм* и $f_3 = 2$ *мм*:

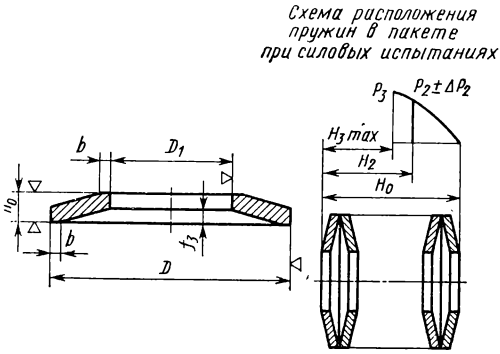
Пружина тарельчатая Н Д 70×30×3×2 ГОСТ 3057—54

25. Ширина опорной плоскости b пружин в зависимости от размеров наружного диаметра D

Размеры в *мм*

D	b	
	Номин.	Доп. откл.
От 28 до 50	0,6	+0,6 —0,3
Св. 50 » 80	0,7	+0,7 —0,3
» 80 » 120	0,8	+0,8 —0,4

26. Пружина тарельчатая с прямыми кромками



1. Модуль упругости E $кГ/мм^2$.
2. Твердость HRC.
3. Напряжение нормальное при изгибе (максимальное) σ_3 $кГ/мм^2$.
4. Число пружин в пакете n.
5. Пакет пружин маркировать на бирке и применять комплектно.
6. Остальные технические требования по (указывают номер нормативного документа).

Примечание. Для пружин тарельчатых с наклонными кромками схема расположения в пакете при силовых испытаниях такая же, но с изображением пружин с наклонными кромками.

много возрастет за счет сил трения, развивающихся на кромках тарелок при их скольжении по шайбам. При очень больших нагрузках пружины устанавливают пакетами (рис. 71, *в*), вкладывая конус в конус так, чтобы верхняя пру-

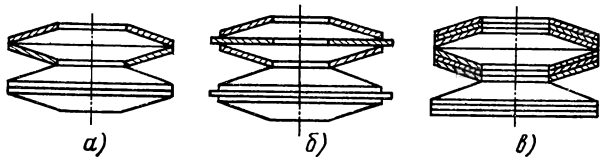


Рис. 7

жина своей внутренней поверхностью прилегала к наружной поверхности нижней пружины; при этом рабочая нагрузка может быть увеличена примерно пропорционально числу пружин в пакете.

Дополнительные источники

Пружины винтовые цилиндрические сжатия и растяжения из стали круглого сечения. Технические требования — ГОСТ 16118—70.

ГЛАВА IX

ТРУБОПРОВОДЫ И СОЕДИНЕНИЯ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Внутренний диаметр трубопровода

Внутренний диаметр трубопровода можно определить по формуле

$$d = \sqrt{\frac{21{,}22Q}{v}},$$

где d — внутренний диаметр трубопровода в *мм*; Q — количество жидкости или воздуха, протекающих по трубопроводам, в *л/мин*; v — средняя скорость движения жидкости или воздуха в *м/сек*.

Для воздуха эта формула будет ориентировочной.

Монтаж трубопроводов

Скобы для крепления труб следует устанавливать возможно ближе к коленам или изгибам. При расположении на трубах каких-либо тяжелых устройств, не требующих специальных опор, расстояния между скобами для крепления труб уменьшают. Расстояние между опорами или скобами выбирают в зависимости от наружного диаметра трубы (табл. 1).

Желательно ко всем элементам трубопровода иметь свободный доступ. Трубопроводы должны отсоединяться без снятия агрегатов.

Штуцеры следует располагать так, чтобы можно было осуществлять сборку и разборку каждого соединения в отдельности.

При большой длине трубопровода необходимо предусматривать компенсацию температурных расширений.

В штуцерах, которыми трубопроводы присоединяют к агрегатам, нарезают цилиндрическую и коническую резьбы. Коническая резьба не требует уплотняющих прокладок, однако в соединениях, подвергаемых частой разборке, применять ее не следует, так как она теряет герметичность.

1. Расстояние между опорами для крепления труб

Размеры в *мм*

Наружный диаметр трубы	6	8	10	12	15	18	24	30
Расстояние между опорами или скобами	400	450	500	550	600	650	700	800

При перемещениях одних частей механизма относительно других используют соединения с гибким шлангом, который не должен скручиваться при эксплуатации. Трубопроводы у места присоединения к ним шлангов должны иметь опоры. Радиус изгиба должен быть не менее десяти наружных диаметров шланга.

2. Внутреннее рабочее давление
по ГОСТу

Наружный диаметр в *мм*	Внутреннее рабочее давление p*													
	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0	3,2
5	128	154	203	256	308	360	410							
6	106	128	170	213	256	300	342	385	426					
7	91	110	146	183	220	256	294	330	366	402	456	510		
8	80	96	128	160	192	224	256	289	320	350	400	450		
9	71	85	114	142	171	200	228	256	284	312	356	400		
10	64	77	102	128	154	179	205	230	256	282	320	358	384	410
11	58	70	93	116	140	163	186	210	232	256	290	326	349	372
12	53	64	85	106	128	150	171	192	213	234	266	300	320	341
14	46	55	73	92	110	128	146	165	183	200	228	256	274	292
16	40	48	64	80	96	112	128	144	160	176	200	224	240	256
18	36	43	57	71	85	100	114	128	142	156	178	199	213	228
20	32	38	51	64	77	90	102	115	128	141	160	180	192	204
22	29	35	47	58	70	82	93	105	116	128	145	163	174	186
25	26	31	41	51	61	72	82	92	102	113	128	144	153	164
28	23	27	37	46	55	64	73	82	91	101	114	128	137	146
30	21	26	34	43	51	60	68	77	85	94	106	120	128	136
32	20	24	32	40	48	56	64	72	80	88	100	112	120	128
34	19	23	30	38	45	53	60	68	75	83	94	106	113	120
36	18	21	29	35	43	50	57	64	71	78	89	100	106	114
38	17	20	27	34	40	47	54	61	67	74	84	95	101	108
40	16	19	26	32	38	45	51	58	64	70	80	90	96	102
42				30	37	43	49	55	61	67	76	85	91	97
45				28	34	40	46	51	57	63	71	80	85	91
48				27	32	37	43	48	53	59	67	75	80	85
50				26	31	36	41	46	51	56	64	72	77	82
53				24	29	34	39	43	48	53	60	68	72	77
56				23	27	32	37	41	46	50	57	64	69	73
60				21	26	30	34	38	43	47	53	60	64	68
63				20	24	28	32	37	41	45	51	57	61	65
65				20	24	28	32	35	39	43	49	55	59	63
70				18	22	26	29	33	37	40	46	51	55	58
75				17	21	24	27	31	34	38	43	48	51	55
80						22	26	29	32	35	40	45	48	51
85						21	24	27	30	33	38	42	45	48
90						20	23	26	28	31	36	40	43	45
95						19	22	24	27	30	34	38	40	43
100						18	20	23	26	28	32	36	38	41
110						16	19	21	23	26	29	33	35	37
120							17	19	21	23	27	30	32	34
125								18	20	22	26	29	31	33
130											25	28	29	31
140													27	29
150													26	27
160														
170														
180														
190														
200														

* p для труб из стали 10 вычислено по формуле $p = \frac{2s\sigma_в}{D_н n}$ 100 *кГ/см²*, где для стали марки 10 $\sigma_в = 32$ *кГ/мм²*; $D_н$ – наружный диаметр трубы в *мм*; n — запас
димо табличные данные умножать на коэффициент: для труб из стали 20 на 1,25;
влена для труб с креплением без конической резьбы (ГОСТ 6111 — 52).

для бесшовных холоднотянутых труб
8734 — 58

в *кГ/см²* при толщине стенки *s* в *мм*

3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	7,5	8,0	8,5	9,0	9,5	10	11	12
448															
406															
373	426														
320	366														
280	320	360													
249	284	320	356												
224	256	288	320	352	384										
203	232	262	291	320	349										
179	204	230	256	282	307	332	358								
160	183	205	228	251	274	297	320								
149	170	192	213	234	256	277	298	320	341						
140	160	180	200	220	240	260	280	300	320						
132	150	169	188	207	226	244	263	282	301						
124	142	160	177	195	213	231	248	266	284						
118	134	151	168	185	202	218	236	252	269	287	304				
112	128	144	160	176	192	208	224	240	256	273	289				
106	122	137	152	168	183	198	213	228	244	259	274				
100	114	128	142	156	171	185	199	213	228	242	256	270	284		
93	106	120	133	146	160	173	187	200	213	226	240	253	266		
90	102	115	128	141	153	166	179	192	204	217	230	243	256		
84	96	108	120	133	145	157	169	181	193	205	217	229	241	265	290
80	91	103	114	125	137	148	160	171	183	194	206	217	228	251	274
75	85	96	107	117	128	139	149	160	171	181	192	202	214	235	256
71	81	92	101	112	122	132	142	153	163	173	183	193	204	224	244
69	79	89	99	108	118	128	138	148	157	167	177	187	197	216	236
64	73	82	91	100	110	119	128	137	146	155	165	174	183	201	220
60	68	77	85	94	102	111	119	128	137	145	154	162	171	188	204
56	64	72	80	88	96	104	112	120	128	136	144	152	160	176	192
53	60	68	75	83	90	98	105	113	121	128	136	143	151	165	180
50	57	64	71	78	85	92	100	107	114	121	128	135	142	156	170
47	54	61	67	74	81	87	94	101	108	115	121	128	135	148	162
45	51	58	64	70	77	83	90	96	102	109	115	122	128	141	153
41	46	52	58	64	70	76	81	87	93	99	105	111	116	128	139
37	43	48	53	59	64	69	75	80	85	91	96	101	107	117	128
36	41	46	51	56	61	66	72	77	82	87	92	98	102	113	123
34	39	44	49	54	59	64	69	74	79	84	89	94	99	108	118
32	37	41	46	50	55	59	64	69	73	78	82	87	91	100	110
30	34	38	43	47	51	55	60	64	68	73	77	81	85	94	102
23	32	36	40	44	48	52	56	60	64	68	72	76	80	88	96
28	30	34	38	41	45	49	53	57	60	64	68	71	75	83	90
25	28	32	35	39	43	46	50	53	57	60	64	68	71	78	85
	27	30	34	37	40	44	47	51	54	57	61	64	67	74	81
	26	29	32	35	38	42	45	48	51	54	58	61	64	70	77

s — толщина стенки трубы в *мм*; $\sigma_в$ — предел прочности при растяжении в *кГ/мм²*;

прочности, принят пятикратным. При подборе труб из сталей других марок необхо-дли труб из стали 35 на 1,60; для труб из стали 45 на 1,85. Данная таблица соста-

Смонтированную систему проверяют на герметичность (обычно полуторным рабочим давлением). Внутреннее рабочее давление для бесшовных холоднотянутых труб по ГОСТу 8734—58 приведено в табл. 2. Гидравлические трубопроводы следует проектировать без местных возвышений, чтобы в них не собирался воздух, а также без изгибов, препятствующих сливу жидкости. В воздухопроводах необходимо избегать резких изменений направления движения воздуха и «воздушных мешков», способствующих выделению влаги и скоплению конденсата.

Радиусы изгиба труб
(по нормали приборостроения НРО.010.022)

Нормаль устанавливает (рис. 1):
а) наименьшие радиусы изгиба трубы;
б) наименьшие длины прямых участков изогнутых труб;
в) расчет длины изогнутого участка труб.
Длину изогнутого участка трубы A определяют по формуле

$$A=\frac{\pi\alpha}{180}\left(R+\frac{d_н}{2}\right),$$

где R — наименьший радиус изгиба в *мм*; $d_н$ — наружный диаметр трубы в *мм*.

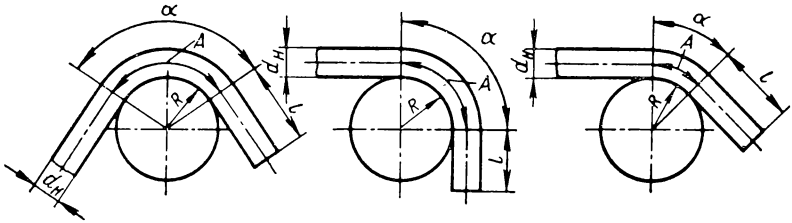


Рис. 1

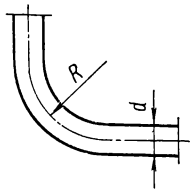
3. Радиусы изгиба стальных водогазопроводных труб, изготовляемых по ГОСТу 3262—62 (рис. 1)

Размеры в *мм*

Обозначение труб в дюймах	Наружный диаметр $d_н$	Наименьший радиус изгиба R трубы		Наименьшая длина прямого участка l_{min}	Обозначение труб в дюймах	Наружный диаметр $d_н$	Наименьший радиус изгиба R трубы		Наименьшая длина прямого участка l_{min}
		в горячем состоянии	в холодном состоянии				в горячем состоянии	в холодном состоянии	
1/4	13,5	40	80	40	1 1/2	48	150	290	100
3/8	17	50	100	45	2	60	180	360	120
1/2	21,25	65	130	50	2 1/2	75,5	225	450	150
3/4	26,75	80	160	55	3	88,5	265	530	170
1	33,5	100	200	70	4	114	340	680	230
1 1/4	42,25	130	250	85					

4. Радиусы изгиба стальных труб в зависимости от их диаметра и толщины стенок

Размеры в *мм*



Диаметр трубы d	Наименьший радиус изгиба R при толщине стенки	
	до 2	свыше 2
От 5 до 20	$4d$	$3d$
20 » 35	$5d$	$3d$
35 » 60	—	$4d$
60 » 140	—	$5d$

5. Радиусы изгиба медных и латунных труб, изготовляемых соответственно по ГОСТам 617—72 и 494—69

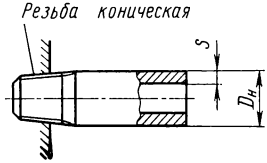
(рис. 1)

Наружный диаметр $d_н$	3	4	6	8	10	12	15	18	24	30
Наименьший радиус изгиба R	6	8	12	16	20	24	30	36	72	90
Наименьшая длина прямого участка l_{min}	10	12	18	25	30	35	45	50	55	60

При выборе радиуса изгиба следует по возможности предпочитать R для изгиба трубы в холодном состоянии.

Наименьшая длина прямого участка трубы l_{min} необходима для зажима конца трубы при изгибе.

6. Выбор стальных бесшовных труб для соединения с помощью конической резьбы



Резьба коническая по ГОСТу 6111—52		Размеры труб из стали марки 10 $D_н \times s$ в *мм*
в дюймах	в *мм*	
К1/4	13,572	14×2
К3/8	17,055	18×2,5
К1/2	21,223	22×3
К3/4	26,568	28×4
К1	33,228	34×5
К1 1/4	41,985	42×6
К1 1/2	48,054	50×6
К2	60,092	63×8

ТРУБЫ

7. Стальные водогазопроводные (газовые) трубы (по ГОСТу 3262—62)

Трубы изготовляют неоцинкованными (черные) и оцинкованными с резьбовыми или гладкими концами.

Условный проход		Трубы					Резьба			
			обыкновенные		усиленные				Длина до сбега резьбы в *мм*	
в *мм*	в дюймах	Наружный диаметр в *мм*	Толщина стенки в *мм*	Масса 1 *м* (без муфт) в *кг*	Толщина стенки в *мм*	Вес 1 *м* (без муфт) в *кг*	Наружный диаметр в основной плоскости в *мм*	Число витков на дюйм	коничесной	цилиндрической
8	1/4	13,5	2,2	0,61	2,8	0,74	—	—	—	—
10	3/8	17	2,2	0,80	2,8	0.98	—	—	—	—
15	1/2	21.3	2.8	1,28	3,2	1,43	20,956	14	15	14
20	3/4	26,8	2,8	1,66	3,3	1,86	26,442	14	17	16
25	1	33,5	3,25	2,39	4	2,91	33,250	11	19	18
32	1 1/4	42,3		3,09	4	3,78	41,912	11	22	20
40	1 1/2	48	3,5	3,84		4,34	47,805	11	23	22
50	2	60	3,5	4,88	4,5	6,16	59,616	11	26	24
70	2 1/2	75,5	4,0	7,05	4,5	7,88	75,187	11	30	27
80	3	88,5	4,0	8.34	4,5	9,32	87,887	11	32	30
100	4	114		12,15	5	13,44	113,034	11	38	36
125	5	140	4,5	15,04	5,5	18,24	138,435	11	41	38
150	6	165	4,5	17,81	5,5	21,63	163,836	11	45	42

Резьба цилиндрическая выполняется по ГОСТу 6357—52, а коническая — по ГОСТу 6211—69 (3-й класс точности).

Муфты берут из расчета 1 шт. на 6 *м*.

Сварные трубы должны выдержать до нарезки испытание гидравлическим давлением:
обыкновенные и легкие 20 *кГ/см²*;
усиленные 30 »

Примеры обозначения:

обыкновенная неоцинкованная безрезьбовая труба с условным проходом 20 *мм*:

Труба 20 ГОСТ 3262—62

та же труба, но с цилиндрической резьбой:

Труба Ц-20 ГОСТ 3262—62

та же труба, но с конической резьбой:

Труба К-20 ГОСТ 3262—62

та же труба, оцинкованная:

Труба О-К-20 ГОСТ 3262-62

Для усиленных труб указывается в обозначении после слова «труба» буква «У», а для легких — буква «Л».

8. Трубы стальные бесшовные холоднотянутые и холоднокатаные (по ГОСТу 8734—58)

Размеры в *мм*

Наружный диаметр	Толщина стенки[1]	Наружный диаметр	Толщина стенки[1]
5	0,5—1,6	42	1,0—9,0
6	0,5—2,0	45; 48	1,0—9,0
7; 8	0,5—2,5	50; 53; 56; 60; 63; 65; 70; 75	1,0—12
9	0,5—2,8	80; 85; 90; 95; 100; 110	1,4—12
10; 11	0,5—3,5	120	1,6—12
12; 14	0,5—4,0	125	1,8—12
16; 18	0,5—5,0	130	2,5—12
20; 22	0,5—6,0	149; 150	3,0—12
25; 28	0,5—7,0	160; 170; 180	3,5—12
30; 32; 34; 36	0,5—8,0	190; 200	4—12
38; 40	0,5—9,0		

[1] В указанных интервалах брать из ряда: 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,5; 2,8; 3,0; 3,2; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 6,5; 7,0; 7,5; 8,0; 8,5; 9; 9,5; 10; 11; 12.

Трубы изготовляют обычной или повышенной точности в зависимости от требуемой точности наружного диаметра и толщины стенки трубы (см. ГОСТ 8734—58).

Пример обозначения трубы обычной точности с наружным диаметром 70 *мм* и толщиной стенки 3,5 *мм* из стали марки 20, длиной 6000 *мм* (мерная длина):

Труба 70×3,5×6000-20 ГОСТ 8734—58

9. Трубы стальные бесшовные горячекатаные (по ГОСТу 8732—70)

Размеры в *мм*

Наружный диаметр	Толщина стенки[1]	Наружный диаметр	Толщина стенки[1]
25; 28; 32; 38; 42	2,5—4	127	4—30
45	2,5—5	133	4—32
50	2,5—5,5	140; 146; 152; 159	4,5—36
54	3—11	168; 180; 194	5—45
57	3—12	203; 219	6—50
60; 63,5	3—14	245; 273	7—50
68; 70	3—16	299; 325; 351	8—75
73; 76	3—18	377; 402; 426	9—75
83	3,5—18	450	16—75
89; 95; 102	3,5—22	480; 500; 530	25—75
108; 114; 121	4—28		

[1] В указанных интервалах брать из ряда: 2,5; 2,8; 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,5; 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 14; 16; 17; 18; 20; 22; 25; 28; 30; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 60; 63; 70; 75.

В зависимости от назначения трубы поставляются следующих групп (по ГОСТу 8731—66):

А — по химическому составу — из стали марок ГОСТа 1050—60, ГОСТа 4543—71, ГОСТа 5058—65 и ГОСТа 380—71 (групп В) и по механическим свойствам, указанным в ГОСТе 8731—66.

Б — по химическому составу без контроля механических свойств — из спокойной мартеновской и конверторной стали марок ГОСТа 380—71 (группа Б), из стали марок по ГОСТу 4543—71 и ГОСТу 5058—65.

В — по механическим свойствам — из спокойной мартеновской и конверторной стали марок ГОСТа 380—71 (группа А).

Г — по химическому составу — из стали марок ГОСТа 1050—60, ГОСТа 4543—71, ГОСТа 5058—65 с контролем механических свойств.

Д — без нормирования химического состава и механических свойств, но с гарантией испытательного гидравлического давления.

Продолжение табл. 9

Примеры обозначений:

Труба с наружным диаметром 70 *мм*, с толщиной стенки 3,5 *мм*, длиной, кратной 1250 *мм*, из стали 10, с поставкой по группе А ГОСТа 8731— 66:

Труба 70×3,5×1250 кр — 10-А ГОСТ 8732—70

То же, длиной 6000 *мм* (мерная длина), из стали 10 с поставкой по группе Б ГОСТа 8731—66:

Труба 70×3,5×6000 — 10-Б ГОСТ 8732—70

То же, немерной длины с поставкой по группе Д ГОСТа 8731—66:

Труба 70×3,5 — Д ГОСТ 8732—70

Трубы, работающие под давлением, должны выдержать испытательное гидравлическое давление

$$p = \frac{200sR}{D_н - 2s} \text{ кГ/см}^2,$$

где s — минимальная толщина стенки трубы в *мм* (за вычетом минусового допуска);
R — допускаемое напряжение, равное 40% от временного сопротивления разрыву для стали данной марки, в *кГ/мм²*; $D_н$ — наружный диаметр в *мм*.

10. Марки сталей и механические свойства труб по ГОСТам 8734—58 и 8732—70

Марка стали	Предел прочности при растяжении в *кГ/мм²*	Относительное удлинение		Состояние труб при поставке
		δ_{10}	δ_5	
		в % не менее		
10 20 35 45	32 42 52 60	20 17 14 12	24 21 17 14	Горячекатаные — без отжига, холоднотянутые — после отжига
15Х 20Х	44	—	16	Холоднотянутые — после отжига
40Х	67	—	9	Горячекатаные — без отжига
40Х 15ХФ 30ХГСА	63 45 50	10 17 18	13 20 —	Холоднотянутые — после отжига
30ХГС	70	11	—	Горячекатаные — без отжига
38ХМЮА	Нормы по соглашению			Горячекатаные и холоднотянутые — после отжига

Для труб из углеродистой стали допускаемое напряжение принимают 35% от предела прочности при растяжении.

11. Электросварные трубы из нержавеющей стали (по ГОСТу 11068—64)

Предназначены для различных конструкций и трубопроводов

Размеры в *мм*

Наружный диаметр	Толщина стенки [1]	Наружный диаметр	Толщина стенки [1]
8; 9; 10	1,0; 1,2	28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45	1,2—3,2
11; 12; 14; 15	1,0—1,8	48; 50; 53; 55; 57	1,4—3,2
16; 18; 20; 22	1,0—2,2	60; 63; 65; 70; 76	1,4—4,0
25	1—3,2	83; 89; 102	1,8—4,0

[1] В указанных интервалах выбирать из ряда: 1,0; 1,2; 1,4; 1,8; 2,0; 2,2; 2,5; 2,8; 3,0; 3,2; 3,5; 4,0.

ГОСТ 11068—64 предусматривает нерекомендуемые размеры труб и прессованные трубы.

Трубы диаметром 25; 28 и 30 *мм* с толщиной стенок 2,5—3,2 *мм*, а также диаметром 32—40 *мм* с толщиной стенки 3,2 *мм* поставляются после пуска нового оборудования.

Длины труб: немерные — от 1,5 до 8 *м*; мерные — от 5 до 8 *м*.

Примеры обозначений труб с наружным диаметром 25 *мм* и толщиной стенки 2 *мм*: немерной трубы из стали марки Х18Н10Т:

Труба 25×2 Х18Н10Т ГОСТ 11068—64

длины, кратной 2 *м*, из стали марки 0Х18Н12Т:

Труба 25×2×2000 кр 0Х18Н12Т ГОСТ 11068—64

мерной длины, равной 6 *м*, из стали марки 0Х18Н10Т:

Труба 25×2×6000 0Х18Н10Т ГОСТ 11068—64

12. Марки нержавеющей стали труб и их механические свойства

Марка стали	Механические свойства после термической обработки [1]		Относительная масса γ	Марка стали	Механические свойства после термической обработки		Относительная масса γ
	$\sigma_в$ в *кГ/мм²*	δ_5 в %			$\sigma_в$ в *кГ/мм²*	δ_5 в %	
	не менее				не менее		
00Х18Н10Т*	50	40	7,9	Х17Н13М2Т	По соглашению сторон		8.0
0Х18Н10Т*	54	37	7,9	Х17Н13М3Т			8.0
Х18Н10Т*	56	35	7,9	0Х21Н5Т			7,6
0Х18Н12Т	54	37	7,95	1Х21Н5Т			7.6
Х18Н12Т*	56	35	7,95	0Х23Н28М2Т			7,95
				0Х23Н28М3Д3Т			

[1] По требованию потребителя, оговоренному в заказе, трубы могут поставляться без термической обработки. В этом случае для марок стали, отмеченных *, $\sigma_в = 60$ *кГ/мм²*, $\delta_5 = 25\%$, а для сталей остальных марок по соглашению сторон.

Химический состав стали марки 00Х18Н10Т приведен в ГОСТе 11068—64, остальных марок — в ГОСТе 5632—61.

Теоретическую массу 1 *м* труб вычисляют по формуле

$$P = \frac{\pi s \gamma}{1000}(D_н - s)\ кг,$$

где $D_н$ — номинальный наружный диаметр трубы в *мм*; s — толщина стенки трубы в *мм*.

Трубы должны выдерживать испытание гидравлическим давлением $p = 60$ *кГ/см²*, но не более вычисленного по формуле

$$p = \frac{200 s_м R}{D_в},$$

где $s_м$ — минимальная толщина стенки трубы в *мм*; R — допускаемое напряжение в *кГ/мм²*, равное 40% временного сопротивления разрыву для сталей данной марки; $D_в$ — внутренний диаметр трубы в *мм*.

13. Медные трубы
(по ГОСТу 617—72)

Сортамент и технические условия на тянутые и холоднокатаные медные трубы

Наружный диаметр в *мм*	Толщина стенки в *мм*									
	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5
	Масса 1 *м* труб в *кг*									
3	0.035	0,040	0.049	—	—	—	—	—	—	—
4	0.049	0,057	0,072	0,084	—	—	—	—	—	—
5	0.063	0.074	0,094	0.112	0,127	—	—	—	—	—
6	0.077	0,091	0,116	0.140	0,161	0.189	0,224	—	—	—
7	0.091	—	0.139	0.168	—	0.231	—	—	—	—
8	0,105	0,124	0.161	0,196	0,228	0.272	0.335	—	—	—
9	0.119	—	0.183	0.224	—	0,314	0.391	0,454	—	—
10	0,133	0,158	0,206	0,252	0,295	0.356	0,447	—	—	—
11	—	—	—	—	—	0,398	0,503	0,594	0,671	—
12	—	—	0.250	0.307	0,362	0.440	0.559	—	—	—
13	—	—	—	0.335	—	0,482	0.615	0.734	0,838	—
14	—	—	—	0.363	—	0.524	0,671	0,803	0.922	—
15	—	—	—	0,391	—	0,566	—	0,873	—	1,125
16	—	—	0.340	0,419	0,496	0,608	0,782	—	1,09	—

Наружный диаметр в *мм*	Толщина стенки в *мм*									
	1,0	1.2	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4.0	4,5	5
	Масса 1 *м* труб в *кг*									
17	0.447	—	—	0.838	—	—	—	—	—	—
18	0.475	—	0,692	0.894	—	1,258	1,418	1,565	—	—
19	0.503	—	0,734	0.950	—	—	—	—	—	—
20	0.531	0.630	0.776	1,006	1,223	1,425	—	1,789	—	2,096
22	0,587	0.697	0.859	1,118	1,362	1,593	—	2,012	—	2,375
23	—	—	0,901	—	—	—	—	—	2,326	—
24	0.643	—	0.943	1,230	1,502	1,761	—	2,236	—	2,655
25	0.671	0,798	0,985	1.286	1,572	1,844	2,103	—	—	2,795
26	0.699	—	1,026	1,341	1,642	1,928	—	—	—	2,934
28	0,755	0,899	1,111	1,453	—	2,096	—	—	—	3,214
30	0.810	—	1,196	1,565	1,921	2,264	2,592	—	—	3,493
32	0.866	1,033	1,279	1,677	2,061	2,431	—	3,130	3,458	3,773
34	0.922	—	1,362	1,788	2,201	2,599	2,983	3,354	3,710	4,052
35	0.950	1,134	1,404	—	2,271	—	—	—	—	4,192

ГОСТ 617—72 предусматривает тянутые и холоднокатаные трубы с наружным диаметром до 360 *мм* и прессованные трубы с наружным диаметром от 30 до 280 *мм*.

Тянутые и холоднокатаные трубы поставляют немерной или мерной длины (либо кратной ей).

Материал: медь марок М1, М2, М3. Кроме того, тянутые трубы диаметром до 30 *мм* изготовляют из томпака марки Л96.

По состоянию материала тянутые и холоднокатаные трубы поставляются: мягкими (отожженными) — М; твердыми (нагартованными) — Т; полутвердыми — ПТ

Трубы испытывают гидравлическим давлением

$$p = \frac{1100s}{D_в} \text{ кГ/см}^2,$$

где s — толщина стенки в *мм*; $D_в$ — внутренний диаметр в *мм*.

Механические свойства тянутых или холоднокатаных мягких труб: временное сопротивление разрыву не менее 20 *кГ/мм*^{2}, относительное удлинение не менее 35%.

Примеры обозначений труб из меди М2 с наружным диаметром 28 *мм* и толщиной стенки 3 *мм*:

тянутая или холоднокатаная мягкая длиной 4000 *мм*:

Труба М2—М—28×3×4000 ГОСТ 617—72;

тянутая или холоднокатаная полутвердая длиной, кратной 1500 *мм*:

Труба М2—ПТ—28×3×1500 кр ГОСТ 617—72;

тянутая или холоднокатаная твердая мерной длины 3500 *мм*:

Труба М2—Т—28×3×3500 ГОСТ 617—72.

14. Латунные трубы

(по ГОСТу 494—69)

Трубы тянутые общего назначения из латуни Л63

Размеры в *мм*

Наружный диаметр	Толщина стенки	Наружный диаметр	Толщина стенки
3; 4	0,5	18	1,0; 1,5; 2,0; 3,0; 4,0
5	0,5; 0,8; 1,0	19	0,5; 0,8; 1,0; 1,5; 2,0; 4,5
6	0,5; 0,8; 1,0; 1,5; 2,0	20; 21	1,0; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 5,0
7	0,5; 0,8	22	1,0; 2,0; 2,5; 4,5
8; 9; 10	0,5; 0,8; 1,0; 1,5; 2,0	23	1,0; 1,5; 2,5; 3,0; 3,5; 4,5
11	1,0; 1,5; 2,0	24	1,0; 2,0; 3,0; 4,0; 6,0; 7,0
12	0,5; 0,8; 1,0; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0	25	1,0; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 3,5; 4,0
13	0,5; 0,8; 1,0; 1,5; 2,0; 3,0	26	1,0; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 7,0
14	0,5; 1,0; 1,5; 2,0	27	1,0; 2,0; 3,0; 3,5; 5,0
15	0,5; 1,0; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0	28	1,0; 1,5; 2,0
16	0,5; 0,8; 1,0; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0	29	1,0; 2,0
17	0,5; 3,5	30	1,0; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 6,0

Пример обозначения трубы тянутой, полутвердой, длиной 3500 *мм* с наружным диаметром 28 *мм* и с толщиной стенки 3 *мм*, из латуни Л63:

Труба Пт 28×3×3500 Л63 ГОСТ 494—69

То же, длиной, кратной 1500 *мм*:

Труба Пт 28×3×1500 кр. Л63 ГОСТ 494—69

ГОСТ 494—69 предусматривает наружный диаметр труб до 100 *мм*.

Трубы поставляются длиной от 0,5 до 6 *м* мерной длины или кратной ей. По состоянию материала тянутые трубы изготовляют:

мягкими (М) — отожженными;

полутвердыми (Пт) — после низкотемпературного отжига.

Трубы выдерживают гидравлическое испытание давлением 50 *кГ/см²*.

15. Механические свойства труб из латуни Л63

Трубы	Предел прочности при растяжении в *кГ/мм²*	Относительное удлинение δ_{10} в %
	не менее	
Мягкие	30	38
Тянутые полутвердые	34	30

РУКАВА

Рукава высокого давления с заделками

(по нормали машиностроения МН 73—64)

Резиновые рукава высокого давления с металлическими оплетками по ГОСТу 6286—60, на концах которых закреплены неразъемные металлические заделки для присоединения к штуцерам, предназначаются для гидравлических

систем в качестве соединительных гибких трубопроводов при окружающей температуре от —50 до +70°.

Рабочая среда и температурный режим работы рукавов высокого давления

Рабочая среда	Температура среды в °С
Бензин	От —50 до +25
Керосин, топливо Т, дизельное топливо, нефтяные масла	От —50 до +100
Воздух	От —50 до +80
Вода	До + 100

Технические требования. 1. Прочность заделки при гидравлических испытаниях должна быть не меньше прочности резинового рукава.

2. На муфтах после обжатия допускаются ребра от кулачков.

3. Наружные поверхности металлических деталей должны иметь покрытие Ц. 6 по ГОСТу 9791—68.

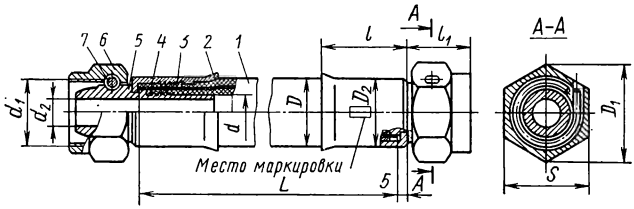
4. Накидные гайки на ниппелях должны свободно проворачиваться.

5. Рукава с заделками подвергают гидравлическому испытанию водой на герметичность пробным давлением $p_{пр} = 1{,}25\ p_{раб}$ в течение 5 *мин*.

6. Рукава всех типов имеют не менее чем трехкратный запас прочности ($3P$).

16. Конструкция и основные размеры

Размеры в *мм*



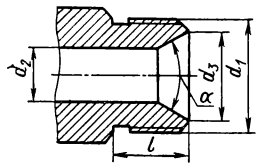
1 — рукав по ГОСТу 6286—60; *2* — муфта; *3* — наружное кольцо; *4* — внутреннее кольцо; *5* — ниппель; *6* — накидная гайка; *7* — штифт

Рукав по ГОСТу 6286—60					L	d_1	d_2, не менее	S	D_1	D_2	$l \approx$	$l_1 \approx$
Тип	d	D	Максимальное рабочее давление $p_{раб}$ в $кГ/см^2$	Минимальный радиус изгиба R								
II	6	19	280	70	375, 400, 450, 500, 550, 600, 650, 700, 750, 800, 900, 1000, 1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2200	М18×1,5	3,5	24	27,7	19,35	32	24
	8	21	250	90			5,0					
	10	23	215	110		М20×1,5	7,0	27	31,2	22,70	33	27
	12	25	210	130		М22×1,5	8,0	30	34,6	25.40		26
	16	29	165	170		М27×1,5	12,0	36	41,6	28,60	37	29
	20	34	150	200		М33×2	15,0	41	47,3	34,30		
III	25	46		300		М39×2	20,0	46	53,1	43,70	65	31
	32	53	120	385		М48×2	27,0	55	63,5	48,80	67	36
	38	60	105	460		М56×2	32,0	65	75,0	54,60		44

Пример обозначения рукава высокого давления с заделкой $d = 20$ *мм*; $L = 400$ *мм*:

Рукав 20×400 МН 73—64

17. Рекомендуемые размеры штуцеров к рукавам высокого давления с заделками
Размеры в *мм*



Внутренний диаметр рукава d	d_1	d_2	l	d_3 при α = 60°	d_3 при α = 37°
6	M18×1,5	8	13	12	13
8					
10	M20×1,5	10	14	14	15
12	M22×1,5	12	16		16
16	M27×1,5	14	22		
20	M33×2	19	28	16	18
25	M39×2	25	34	18	20
32	M48×2	32	42	20	22
38	M56×2	38	50	26	30

Резино-тканевые напорные рукава
(по ГОСТу 8318—57)

Рукава применяют в качестве гибких трубопроводов для подачи под давлением жидкостей и газов.

18. Размеры и масса рукавов

Внутренний диаметр в *мм*	Давление в *кГ/см²* для рукавов типов Б, В: 1,5; 3; 5 — Наружный диаметр в *мм*	1,5; 3; 5 — Масса 1 *м* в *кг*	10 — Наружный диаметр в *мм*	10 — Масса 1 *м* в *кг*	15 — Наружный диаметр в *мм*	15 — Масса 1 *м* в *кг*	20 — Наружный диаметр в *мм*	20 — Масса 1 *м* в *кг*	25 — Наружный диаметр в *мм*	25 — Масса 1 *м* в *кг*	Г, ВГ: 10 — Наружный диаметр в *мм*	10 — Масса 1 *м* в *кг*
9	20	0,5	20	0,5	20	0,5	22	0,6	23	0,6	20	0,5
12	23	0,6	23	0,6	25	0,7	27	0,7	27	0,7	25	0,6
16	27	0,6	27	0,6	31	0,8	33	1,0	35	1,2	29	0,7
18	29	0,7	31	0,7	33	1,0	35	1,1	39	1,5	31	0,8
25	36	0,8	38	0,9	42	1,0	46	1,8	48	2,2	40	1,0
32	43	1,0	48	1,1	52	1,9	58	2,4	—	—	50	1,6
38	50	1,3	56	1,5	60	2,3	66	2,8	—	—	58	2,0

Пример обозначения бензостойкого рукава для давления 20 *кГ/см²* с внутренним диаметром 25 *мм*:

Рукав Б-20 ⌀ 25 ГОСТ 8318—57

В зависимости от назначения и условий работы рукава изготовляют следующих типов (табл. 18):

Б — для бензина, керосина, нефти и минеральных масел;

В — для воды, слабых растворов неорганических кислот и щелочей концентраций до 20%;

ВГ — для горячей воды с температурой до 100° С;

Г — для воздуха и газов: кислорода, ацетилена, углекислоты, азота и других инертных газов.

Рукава состоят из внутреннего и резинового слоя, одной или нескольких прокладок прорезиненной ткани и наружного резинового слоя.

Рукава типов ВГ и Г выпускают с внутренним диаметром до 75 *мм*.

По ГОСТу 8318—57 изготовляют также рукава типов П и Ш.

Рукава всех типов испытывают на герметичность гидравлическим давлением, равным $2p$ (p — величина рабочего давления в *кГ/см²*). Рукава типа Г испытывают воздушным давлением, равным p.

Рукава сохраняют работоспособность при температуре от минус 35 до плюс 50° С.

Гибкие металлические герметичные рукава с подвижным швом (по ГОСТу 3575—47)

Рукава (рис. 2 и табл. 19) состоят из трубы, образованной спирально-завитой профилированной лентой, уплотняющей прокладки и проволочной оплетки. Они могут быть и без оплетки.

Рукава в оплетке изготовляют с D_y не более 75 *мм*, рукава со сложным профилем ленты с D_y = 10; 13; 20; 25; 32; 38 *мм*.

Рукава предназначаются для транспортирования (подачи, слива и т. д.) порошкообразных, жидких и газообразных веществ с температурой не выше 110° С для рукавов с хлопчатобумажной уплотняющей прокладкой и не выше 300° С для рукавов с асбестовой прокладкой.

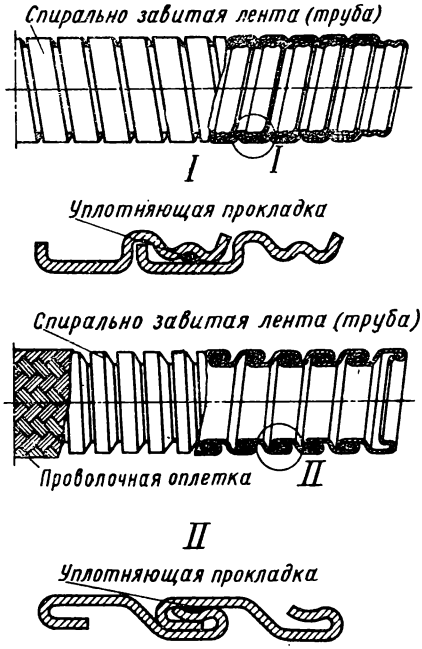


Рис. 2

19. Основные размеры металлических рукавов и пробные давления

Размеры в *мм*

Диаметр				R, не менее	Пробное давление в *кГ/см²*, не менее для рукавов с профилем ленты			
					простым		сложным	
условного прохода D_y	внутренний, не менее	наружный, не более			без оплетки	в оплетке	без оплетки	в оплетке
		без оплетки	в оплетке					
4	3,8	7,7	9	100	24	30		
6	5,5	10	11,5	120	24	30	—	—
10	9,3	14	15,5	170	19	24	28	35
15	12	18	19,5	210	19	24	28	35
20	19	28	29,5	350	16	19	24	28
25	23,5	33	34,5	425	16	19	24	28
32	30	38	40	525	13	16	24	28
40	36	46	48	650	13	16	24	28
50	48	62	64	800	13	16	—	—
75	72	87	89	1200	10	13	—	—
100	97	113	—	1500	10	—	—	—
150	147	163	—	2500	8	—	—	—
200	195	214	—	3000	8	—	—	—
250	245	264	—	3000	6	—	—	—
300	295	314	—	3000	6	—	—	—

R — радиус внутренней окружности при изгибе рукава в кольцо или по дуге.

Примеры обозначений: рукав без оплетки, со стальной лентой сложного профиля, с хлопчатобумажной прокладкой, с D_y = 100 *мм* и длиной 10,6 *м*:

РII-С-Х-100-10,6 ГОСТ 3575—47

Рукав со стальной оцинкованной лентой простого профиля, с асбестовой прокладкой в медной луженой оплетке, с D_y = 4 *мм* и длиной 18 *м*:

Р1-Ц-А-Л-4-18 ГОСТ 3575—47

Рукава разделяются:

а) по профилю ленты:

с простым профилем (узел I) . .	PI
со сложным профилем (узел II)	PII

б) по наружной оплетке:

со стальной оцинкованной оплеткой	О
с медной оплеткой . .	ОМ
с медной луженой проволочной оплеткой	Л
без оплетки	—

в) по материалу ленты:

из стальной ленты	С
из стальной оцинкованной ленты	Ц
из медной ленты	М

г) по материалу уплотняющей прокладки:

с хлопчатобумажной прокладкой	Х
с асбестовой прокладкой	А

Рукава выпускают с арматурой на концах или без нее отрезками не короче 2 *м* для рукавов с D_y менее 50 *мм* и не короче 1,5 *м* для рукавов с D_y, равным 50 *мм* и более.

ТРУБКИ

Резиновые технические трубки

(по ГОСТу 5496—67)

Трубки применяют для подачи по ним жидкостей, воздуха и газов без избыточного давления. Все типы трубок, кроме теплостойких и морозостойких, сохраняют работоспособность при температуре от минус 30 до плюс 50° С.

20. Типы резиновых трубок и их применение

Тип	Характеристика	Твердость	Применение
1	Кислотощелочестойкие	Мягкие, средней твердости	В растворах кислот и щелочей концентрацией до 20% (за исключением азотной и уксусной кислот). Могут применяться в среде воздуха, воды и инертного газа
2	Теплостойкие	То же	При температуре в воздухе до 90° С, в среде водяного пара до 140° С
3	Морозостойкие		При температуре до —45° С
4	Маслобензостойкие	Мягкие, средней твердости, повышенной твердости	В среде масла или бенз
5	Для пищевой промышленности	Средней твердости	В соприкосновении с пищевыми продуктами

21. Размеры резиновых трубок в *мм*

Внутренний диаметр	Толщина стенки	Внутренний диаметр	Толщина стенки
2 3 4; 5; 6; 8; 10	1,25 1,25; 2 1,25; 2; 3	12; 16 20; 24 28; 32; 36; 40	2; 3; 4; 5 2; 3; 4; ¯; 6; 8 3; 4; ¯; 6; 8

Длина трубок средней и повышенной твердости не менее 3 *м*, а мягкой — не менее 2 *м*.

Примеры обозначений:

кислотощелочестойкой трубки, мягкой с внутренним диаметром 6 *мм* и толщиной стенки 3 *мм*:

Трубка 1 м 6×3 ГОСТ 5496—67;

маслобензостойкой трубки, повышенной твердости с внутренним диаметром 20 *мм* и толщиной стенки 4 *мм*:

Трубка 4 пт 20×4 ГОСТ 5496—67

Гибкие трубки из пластиката

(по ТУ МХП 1399—50)

Гладкие трубки из пластиката без шва изготовляют методом шприцевания; применяют в гибких трубопроводах гидравлических систем станков при температурах от 10 до 60° С.

22. Размеры трубок в *мм*

<table>
<tr><td colspan="2">Внутренний диаметр</td><td colspan="4">Толщина стенки</td></tr>
<tr><td rowspan="2">Номинал</td><td rowspan="2">Отклонение</td><td>0,3—0,5</td><td>0,5—1</td><td>1—3</td><td>3—10</td></tr>
<tr><td colspan="4">Допуск в % от толщины</td></tr>
<tr><td>1—7</td><td>±0.5</td><td rowspan="2">±40</td><td rowspan="2">±30</td><td rowspan="3">±20</td><td rowspan="5">±20</td></tr>
<tr><td>7—12</td><td>±0,75</td></tr>
<tr><td>12—20</td><td>±1,0</td><td>±50</td><td>±40</td></tr>
<tr><td>20—30</td><td>±1,25</td><td rowspan="3">—</td><td rowspan="3">—</td><td>±30</td></tr>
<tr><td>30—40</td><td>±1,5</td><td rowspan="2">—</td></tr>
<tr><td>40—50</td><td>±2,0</td></tr>
<tr><td colspan="6">Длина не менее 5 м</td></tr>
</table>

Физико-механические свойства пластиката

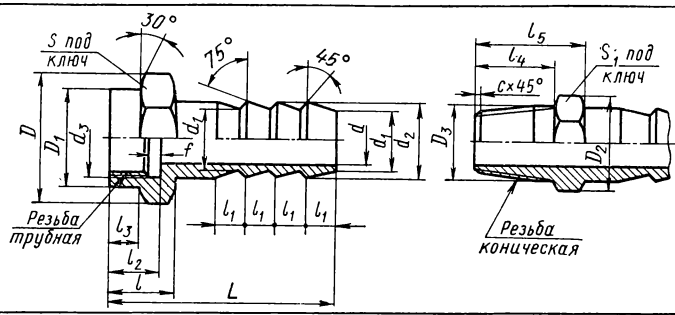
Предел прочности при растяжении в *кГ/см²*, не менее	90
Относительное удлинение в %, не менее	90
Морозостойкость в °С, не менее	15

СОЕДИНЕНИЯ ДЛЯ ТРУБОПРОВОДОВ

Соединения для рукавов и шлангов

23. Неразъемное соединение для рукавов

Размеры в *мм*



Условный проход в *мм*	Резьба трубная по ГОСТу 6357—52 в дюймах	d	d_1	d_2	d_3	l	l_1	l_2	l_3	f	D	D_1	S	Число зубьев	Резьба коническая по ГОСТу 6111—52 в дюймах	D_2	D_3	l_4	l_5	c	S_1
8	1/4	8	9	12	13,5	14	6	10	6	3	19,6	16,5	$17_{-0,24}$	3	К1/4	16,2	13,85	15,5	21,5	1,5	$14_{-0,24}$
10	3/8	11	11	15	17	15	8	12	6	3	25,4	21,5	$22_{-0,28}$	3	К3/8	19,6	17,33	16,5	23,5	1,5	$17_{-0,24}$
15	1/2	14	16	20	21,5	18	8	14	8	4	34,6	26	$30_{-0,28}$	4	К1/2	25,4	21,56	21	29,0	1,5	$22_{-0,28}$
20	3/4	19	17,5	22	27	20	10	20	8	4	41,6	31	$36_{-0,34}$	4	К3/4	31,2	26,91	21,5	30,5	1,5	$27_{-0,28}$

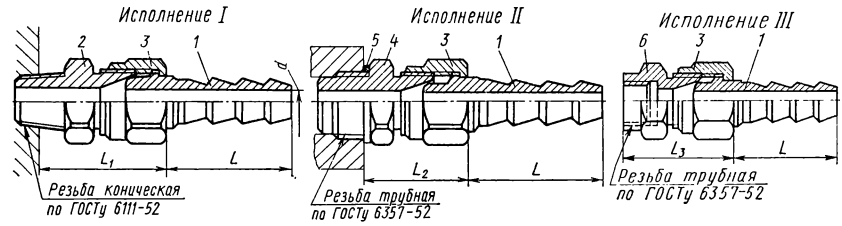
Материал: сталь 20.

Для условного прохода 8; 10; 15; и 20 *мм* L равно соответственно 40; 48; 60 и 70 *мм*.

24. Разъемное соединение для рукавов

(по нормали НИИТавтопром)

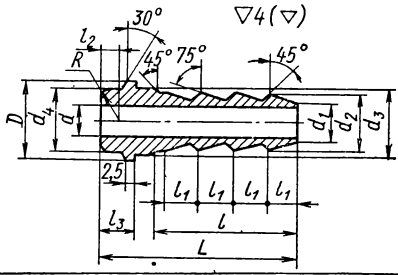
Размеры в *мм*



Условный проход в *мм*	Внутренний диаметр рукава	Резьба коническая по ГОСТу 6111—52 в дюймах	d	L	L_1	L_2	L_3	Масса в *кг* для исполнения I	Масса в *кг* для исполнения II	Масса в *кг* для исполнения III
8	9	К1/4	7,5	28	36	31,5	35,5	0,103	0,108	0.094
10	12	К3/8	9,5	37	39	35	39	0.162	0,178	0,148
15	16	К1/2	14	47	44	39	43	0,244	0,283	0,224
20	18	К3/4	16	62	49	44	49	0.422	0,463	0,394
25	25	К1	23	82	55	49	52	0,595	0,641	0.558

Ниппель *1*

Размеры в *мм*

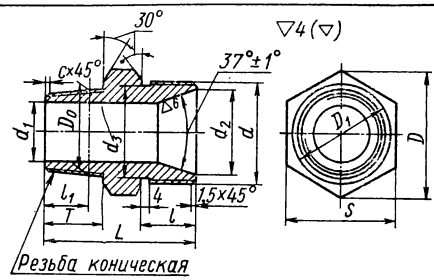


Условный проход в *мм*	d	d_1	d_2	d_3	d_4 (отклонение −0,2)	L	l	l_1	l_2	l_3 (отклонение +0,4)	R	Число зубьев	D
8	7,5	9	12	$14^{-0,08}_{-0,18}$	12	40	26	6	4	9	6	3	$16_{-0,2}$
10	9,5	11	15	$18^{-0,08}_{-0,18}$	16	51	34	8	5	10	8	3	$20_{-0,2}$
15	14	16	20	$22^{-0,07}_{-0,21}$	20	63	45	8	6	12	10	4	$25_{-0,2}$
20	16	17,5	22	$28^{-0,07}_{-0,21}$	26	80	56	10	7	14	13	4	$31_{-0,3}$
25	23	24	29	$34^{-0,08}_{-0,25}$	32	100	70	12	8	14	16	4	$37_{-0,3}$

Материал: сталь 20. Оксидировать.

Концевой штуцер *2*

Размеры в *мм*

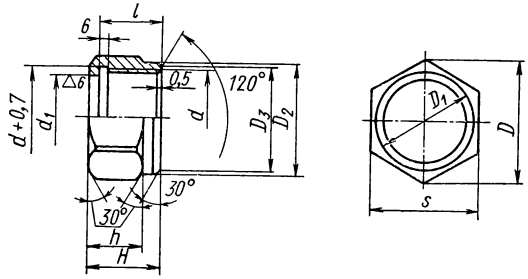


Условный проход в *мм*	Резьба коническая по ГОСТу 6111—52 в дюймах	D_0	l_1	T	c	d	d_1	d_2 (отклонение +0,2)	d_3	D	D_1	L	l	S
8	К1/4	13,85	9,5	14	1,5	М18×1,5	8	13	15,8	21,5	18	36	14	$19_{-0,28}$
10	К3/8	17,33	10,5	14	1,5	М22×1,5	11	17	19,8	27	22	38	15	$24_{-0,28}$
15	К1/2	21,56	13,5	19	1,5	М27×1,5	14	22	24,8	34	27	46	16	$30_{-0,28}$
20	К3/4	26,91	14	19	1,5	М33×1,5	19	28	30,8	41	33	50	18	$36_{-0,34}$
25	К1	33,69	17,5	24	2	М39×1,5	25	34	36,8	47	39	58	20	$41_{-0,34}$
32	К1 1/4	42,44	18	24	2	М48×1,5	32	42	45,8	56	48	62	22	$50_{-0,34}$

Материал: сталь 35. Оксидировать.
Допуски на метрическую резьбу — по 3а классу точности ГОСТа 9253—59.

Гайка, *3*

Размеры в *мм*



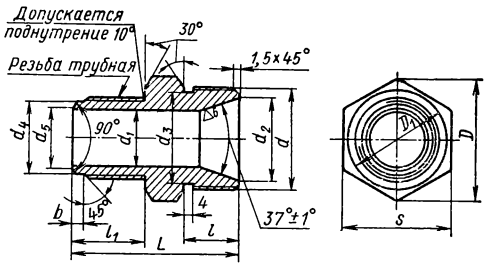
Условный проход в *мм*	*d*	d_1	*D*	D_1	D_2	D_3	*H*	*h*	*l* (отклонение —0,5)	*S*
8	М18×1,5	$14^{+0,12}$	25	17	21	19	18	14	15	$22_{-0,28}$
10	М22×1,5	$18^{+0,12}$	27	21	24	23	20	15	16	$24_{-0,28}$
15	М27×1,5	$22^{+0,14}$	34	25	30	28	22	16	18	$30_{-0,28}$
20	М33×1,5	$28^{+0,14}$	41	33	36	34	24	18	20	$36_{-0,34}$
25	М39×1,5	$34^{+0,17}$	52	42	44	40	27	20	23	$46_{-0,34}$
32	М48×1,5	$43^{+0,17}$	62	52	54	50	32	24	27	$55_{-0,4}$

Материал: сталь 35. Оксидировать.

Допуски на резьбу — по 3а классу точности. Отклонение от соосности отверстий не более 0,2 *мм*.

Концевой штуцер *4*

Размеры в *мм*



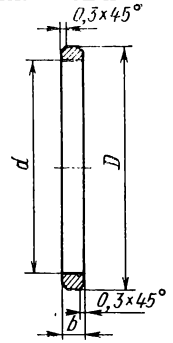
Условный проход в *мм*	Резьба трубная по ГОСТу 6357—52 в дюймах	*d*	d_1	d_2 (отклонение +0,2)	d_3	d_4	d_5	*D*	D_1		l_1	*L*	*b*	*S*
8	1/4	М18×1,5	8	13	15,8	11	8,5	21,5	18	14	15	37	3	$19_{-0,28}$
10	3/8	М22×1,5	11	17	19,8	14,5	11,5	27	22	15	18	42	3	$24_{-0,28}$
15	1/2	М27×1,5	14	22	24,8	18	14,5	34	27	16	21	48	3	$30_{-0,28}$
20	3/4	М33×1,5	19	28	30,8	24	19,5	41	33	18	24	55	4	$36_{-0,34}$
25	1	М39×1,5	25	34	36,8	30	25,5	47	39	20	28	62	5	$41_{-0,34}$
32	1 1/4	М48×1,5	32	42	45,8	38,5	33	56	48	22	32	70	5	$50_{-0,34}$

Материал: сталь 35. Оксидировать.

Допуски на метрическую резьбу — по 3а классу точности ГОСТа 9253—59.

Прокладка *5*

Размеры в *мм*

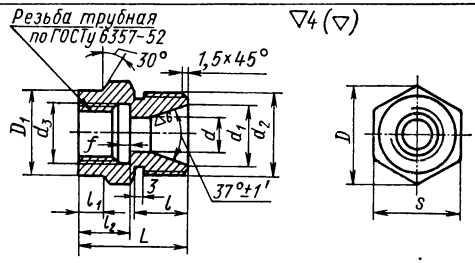


Условный проход в мм	d	D	b + 0,3
8	15	18	2
10	17	20	2
15	21	24	3
20	28	32	3
25	34	40	4
32	43	50	4

Материал: медь М3. Отжечь.

Штуцер *6*

Размеры в *мм*

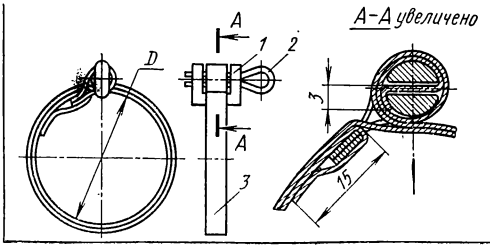


Условный проход в мм	Резьба трубная по ГОСТу 6357—52 в дюймах	d	d_1 (отклонение +0,2)	d_2	d_3	l	l_1	l_2	L	D	D_1	f	S
8	1/4	8	13	М18×1,5	13,5	14	6	10	28	21,5	16,5	3	$19_{-0,28}$
10	3/8	11	17	М22×1,5	17	15	6	12	30	27	21,5	3	$24_{-0,28}$
15	1/2	14	22	М27×1,5	21,5	16	8	14	34	34	26	4	$30_{-0,28}$
20	3/4	19	28	М33×1,5	27	18	8	20	38	41	31	4	$36_{-0,34}$
25	1	25	34	М39×1,5	34	20	8	20	40	47	38	6	$41_{-0,34}$

Материал: сталь 35. Оксидировать.

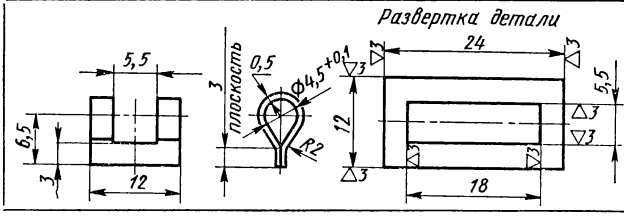
Хомут для шланга

Основные размеры и масса хомута в зависимости от диаметра *D* шланга



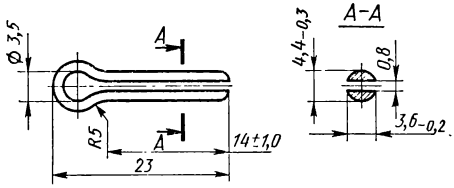
D	Масса в кг	D	Масса в кг
18	3,5	30	4,6
20	3,7		6,1
26	4,4	50	6,7

Ушко *1*



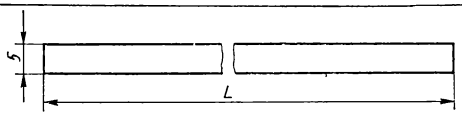
Заготовка: сталь прокатная тонколистовая по ГОСТу 3680—57. Масса ушка 0,0004 *кг*.

Шплинт *2*



1. Отклонение свободных размеров ±0,25 *мм*.
2. Разность в длине концов усиков не более 2 *мм*.
3. Заготовка соответствует профилю стандартного шплинта с условным диаметром 4 *мм*.
4. Масса шплинта 0,0016 *кг*.

Лента *3*



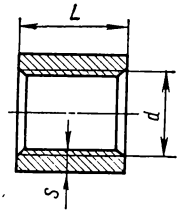
D шланга	Толщина	*L*	Масса в *кг*	*D* шланга	Толщина	*L*	Масса в *кг*
18	0,3	140	1,5	30	0,3	220	2,6
20	0,3	160	1,7	45	0,3	350	4,1
26	0,3	196	2,4	50	0,3	380	4,7

Заготовка: лента стальная низкоуглеродистая по ГОСТу 503—71.

Соединительные стальные части* (фитинги) для трубопроводов

25. Прямые короткие муфты

(по ГОСТу 8966—59)



Условный проход D_y в *мм*	Резьба *d* в дюймах	*L* в *мм*	*s* в *мм*	Масса без покрытия в *кг*
8	Труб $^1/_4$	22	3,5	0,026
10	» $^3/_8$	24	3,5	0,034
15	» $^1/_2$	28	4	0,055
20	» $^3/_4$	31	4	0,075
25	» 1	35	5	0,133
32	» $1^1/_4$	39	5	0,183
40	» $1^1/_2$	43	5	0,229
50	» 2	47	5,5	0,347

Примеры обозначений. Прямая короткая неоцинкованная муфта с $D_y = 50$ *мм*:

Муфта короткая 50 ст. ГОСТ 8966—59

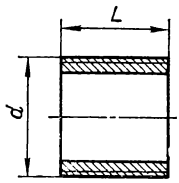
то же оцинкованная:

Муфта короткая 0—50 ст. ГОСТ 8966—59

* Даны на условное давление $p_y = 16$ *кГ/см²*.

26. Ниппели

(по ГОСТу 8967—59)



Условный проход в *мм*	Резьба d в дюймах	L в *мм*	Масса без покрытия в *кг*
8	Труб 1/4	18	0,008
10	» 3/8	20	0,012
15	» 1/2	24	0,021
20	» 3/4	27	0,031
25	» 1	30	0,052
32	» 1 1/4	34	0,075
40	» 1 1/2	38	0,109
50	» 2	42	0,148

Примеры обозначений. Неоцинкованный ниппель с $D_y = 50$ *мм*:

Ниппель 50 ГОСТ 8967—59;

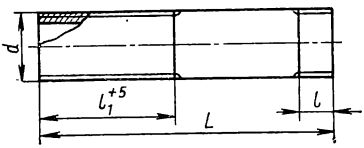
то же, оцинкованный:

Ниппель 0—50 ГОСТ 8967—59

27. Сгоны

(по ГОСТу 8969—69)

Размеры в *мм*



Условный проход D_y	Резьба d в дюймах	Резьба l, не более	Резьба l_1	L	Масса без покрытия в *кг*
8	Труб 1/4	7	38	80	0,029
10	» 3/8	8	42	90	0,043
15	» 1/2	9	50	100	0,075
20	» 3/4	10,5	54	110	0,108
25	» 1	11	62	120	0,176
32	» 1 1/4	13	68	130	0,246
40	» 1 1/2	16	75	140	0,341
50	» 2	17	86	150	0,456

Примеры обозначений. Неоцинкованный сгон с $D_y = 40$ *мм*:

Сгон 40 ГОСТ 8969—59;

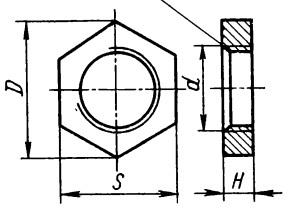
то же, оцинкованный:

Сгон 0—40 ГОСТ 8969—59

28. Контргайки

(по ГОСТу 8968—59)

Размеры в *мм*



Условный проход D_y	Резьба d в дюймах	H	S	D	Масса без покрытия в *кг*
8	Труб 1/4	6	22	25,4	0,014
10	» 3/8	6	27	31,2	0,021
15	» 1/2	8	32	36,9	0,036
20	» 3/4	8	36	41,6	0,044
25	» 1	10	46	53,1	0,082
32	» 1 1/4	10	55	63,5	0,105
40	» 1 1/2	10	60	69,3	0,112
50	» 2	10	75	86,5	0,174

Примеры обозначений. Неоцинкованная контргайка с $D_y = 40$ *мм*:

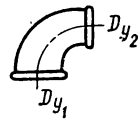
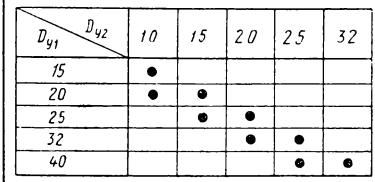
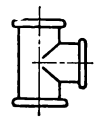
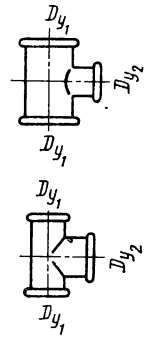
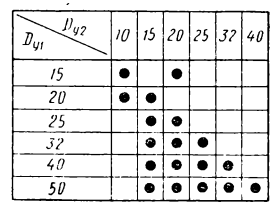
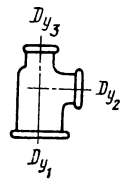
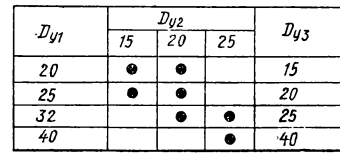
Контргайка 40 ГОСТ 8968—59

то же, оцинкованная:

Контргайка 0-40 ГОСТ 8968—59

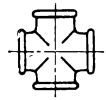
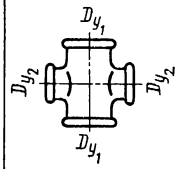
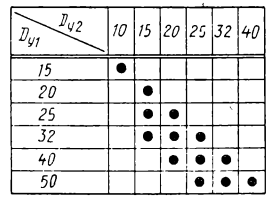
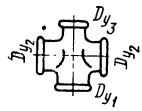
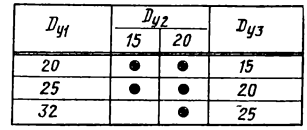
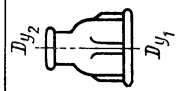
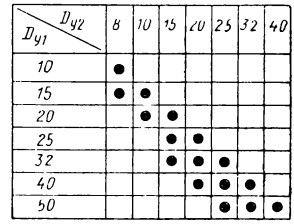
Соединительные части[1] из ковкого чугуна с цилиндрической резьбой для трубопроводов

29. Наименование и сортамент соединительных частей

Наименование соединительных частей, примеры условного обозначения	Эскиз	Сортамент D_y в мм
Угольники прямые, обозначение с D_y 40: *Угольник 40 ГОСТ 8946—59*		8; 10; 15; 20; 25; 32; 40; 50
Угольники переходные, обозначение с D_y 40×25: *Угольник 40×25 ГОСТ 8947—59*		
Тройники прямые, обозначение с D_y 40: *Тройник 40 ГОСТ 8948—59*		8; 10; 15; 20; 25; 32; 40; 50
Тройники переходные, обозначение с D_y 40×32: *Тройник 40×32 ГОСТ 8949—59*		
Тройники с двумя переходами, обозначение с D_y 25×15×20: *Тройник 25×15×20 ГОСТ 8950—59*		

[1] $p_y = 16$ кГ/см² для условных проходов D_y не более 40 мм;
$p_y = 10$ кГ/см² $D_y = 50$ мм и более.

Продолжение табл. 29

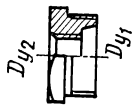
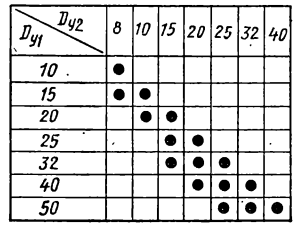
Наименование соединительных частей, примеры условного обозначения	Эскиз	Сортамент D_y в мм
Кресты прямые, обозначение с D_y 25: *Крест 25 ГОСТ 8951—59*		10; 15; 20; 25; 32; 40; 50
Кресты переходные, обозначение с D_y 25×20: *Крест 25×20 ГОСТ 8952—59*		
Кресты с двумя переходами, обозначение с D_y 25×15×20: *Крест 25×15×20 ГОСТ 8953—59*		
Муфты прямые короткие, обозначение с D_y 40: *Муфта короткая 40 ГОСТ 8954—59*		8; 10; 15; 20; 25; 32; 40; 50
Муфты переходные, обозначение с D_y 32×25: *Муфта 32×25 ГОСТ 8957—59*		
Ниппели двойные, обозначение с D_y 40: *Ниппель 40 ГОСТ 8958—59*		8; 10; 15; 20; 25; 32; 40; 50

D_{y1} \ D_{y2}	10	15	20	25	32	40
15	●					
20		●				
25		●	●			
32		●	●	●		
40			●	●	●	
50				●	●	●

D_{y1}	D_{y2}		D_{y3}
	15	20	
20	●	●	15
25	●	●	20
32		●	25

D_{y1} \ D_{y2}	8	10	15	20	25	32	40
10	●						
15	●	●					
20		●	●				
25			●	●			
32			●	●	●		
40				●	●	●	
50					●	●	●

Продолжение табл. 29

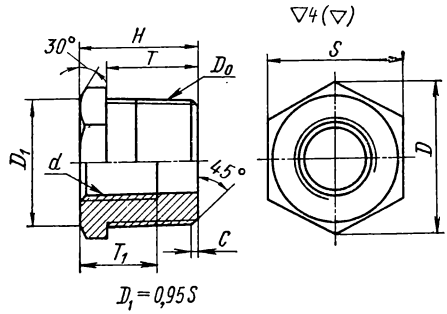
Наименование соединительных частей, примеры условного обозначения	Эскиз	Сортамент D_y в *мм*
Гайки соединительные, обозначение с D_y 40: *Гайка соединительная 40 ГОСТ 8959—59*		8; 10; 15; 20; 25; 32; 40; 50
Футорки, обозначение с D_y 25×15: *Футорка 25×15 ГОСТ 8960—59*		
Контргайки, обозначение с D_y 50: *Контргайка 50 ГОСТ 8961—59*		8; 10; 15; 20; 25; 32; 40; 50
Колпаки, обозначение с D_y 25: *Колпак 25 ГОСТ 8962—59*		15; 20; 25; 32; 40; 50
Пробки, обозначение с D_y 25: *Пробка 25 ГОСТ 8963—59*		8; 10; 15; 20; 25; 32; 40; 50

Соответствующие ГОСТы на соединительные части из ковкого чугуна предусматривают также нерекомендуемые размеры. Все необходимые размеры детали см. в ГОСТе, указанном в примере обозначения. Муфту прямую длинную см. в ГОСТе 8955—59; муфту компенсирующую см. в ГОСТе 8956—59.

Соединительные части (фитинги) для гидроприводов

30. Футорки

Размеры в *мм*

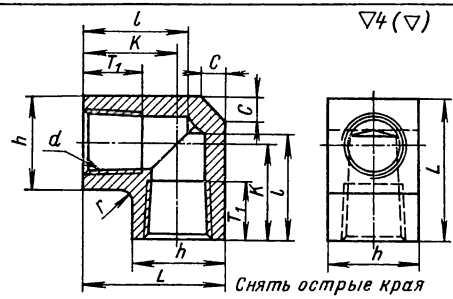


Номинальный размер в дюймах	Резьба коническая по ГОСТу 6111—52 в дюймах		S	H	D	$T_{-0,3}$	T_1	C	Глубина ввертывания
	D_0	d				со сбегом			
1/4×1/8	К1/4	К1/8	$14_{-0,24}$	19	16,2	15	11	1	9,5
3/8×1/4	К3/8	К1/4	$19_{-0,28}$	20	21,9	15	15	1	9,5
1/2×1/4 ×3/8	К1/2	К1/4 К3/8	$22_{-0,28}$	25	25,4	20	15 16	1	13
×1/4 3/4×3/8 ×1/2	К3/4	К1/4 К3/8 К1/2	$27_{-0,28}$	26	31,2	20	15 16 21	1	13
×1/4 1×3/8 ×1/2 ×3/4	К1	К1/4 К3/8 К1/2 К3/4	$36_{-0,34}$	31	41,6	25	15 16 21 21	1,5	15
×1/4 ×3/8 1 1/4×1/2 ×3/4 ×1	К1 1/4	К1/4 К3/8 К1/2 К3/4 К1	$46_{-0,34}$	32	53,1	25	15 16 21 21 26	1,5	16
×1/4 ×3/8 1 1/2×1/2 ×3/4 ×1 ×1 1/4	К1 1/2	К1/4 К3/8 К1/2 К3/4 К1 К1 1/4	$50_{-0,34}$	33	57,7	25	15 16 21 21 26 27	1,5	16
×1/4 ×3/8 ×1/2 2×3/4 ×1 ×1 1/4 ×1 1/2	К2	К1/4 К3/8 К1/2 К3/4 К1 К1 1/4 К1 1/2	$65_{-0,04}$	36	75	26	15 16 21 21 26 27 27	1,5	18

Материал: сталь 35.

31. Прямые строганые угольники высокого давления

Размеры в *мм*

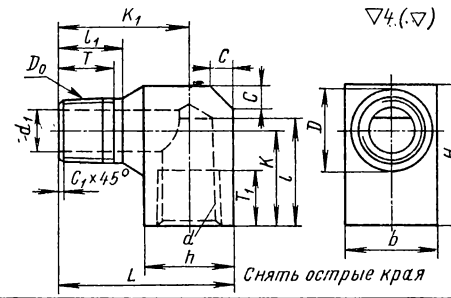


Резьба коническая по ГОСТу 6111—52 d в дюймах	L	$h_{-0,2}$	K	l	T_1 со сбегом	C	
К 1/8	26,5	17	18	20	11	4	2
К 1/4	33	22	22	25	15	5	2
К 3/8	37	24	25	28	16	6	2,5
К 1/2	45	30	30	34	21	7	2,5
К 3/4	53	36	35	40	21	8	3
К 1	65	46	42	48	26	10	3
К 1 1/4	77,5	55	50	58	27	12	4
К 1 1/2	90	60	60	69	27	15	4,5
К 2	107,5	75	70	82	28	20	5

Материал: сталь 35.

32. Ввертные строганые угольники высокого давления

Размеры в *мм*

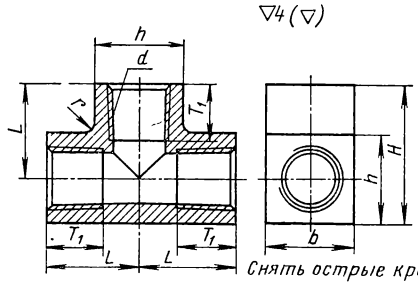


Резьба коническая по ГОСТу 6111—52 D_0 и d в дюймах	d_1	L	H	$h_{-0,3}$	D	K	K_1	l	l_1	T	T_1 со сбегом	C	C_1	Глубина ввертывания
К 1/8	8	83	26,5	17	16	18	24,5	20	12	10	11	4	1	6,5
К 1/4	8	42,5	33	22	21	22	31,5	25	17	15	15	5	1	9,5
К 3/8	11	46,5	37	24	23	25	34,5	28	17	15	16	6	1	9,5
К 1/2	15	58	45	30	29	30	43	34	22	20	21	7	1	13
К 3/4	20	66	53	36	35	35	48	40	22	20	21	8	1	13
К 1	25	80	65	46	45	42	57	48	27	25	26	10	1,5	15
К 1 1/4	34	93,5	77,5	55	54	50	66	58	27	25	27	12	1,5	16
К 1 1/2	40	106	90	60	59	60	76	69	27	25	27	15	1,5	16
К 2	51	125,5	107,5	75	74	70	88	82	28	26	28	20	1,5	18

Материал: сталь 35.

33. Прямые строганые тройники высокого давления

Размеры в *мм*



Резьба коническая по ГОСТу 6111—52 d в дюймах	L	H	$h_{-0,3}$	T_1 со сбегом	
К1/8	18	26,5	17	11	2
К1/4	22	33	22	15	2
К3/8	25	37	24	16	2,5
К1/2	30	45	30	21	2,5
К3/4	35	53	36	21	3
К1	42	65	46	26	3
К1 1/4	50	77,5	55	27	4
К1 1/2	60	90	60	27	4,5
К2	70	107,5	75	28	5

Материал: сталь 35.

Соединения с развальцовкой трубы на $p_y = 64$ *кГ/см²*

34. Рекомендуемые размеры труб для соединений с развальцовкой

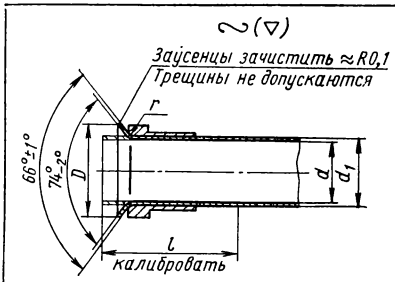
Проход условный соединения D_y	Наружный диаметр	Толщина стенки	Проход условный соединения D_y	Наружный диаметр	Толщина стенки
2	3	0,5	10	12	1
3	4	0,5	13	14	1
4	6	1	15	16	1
6	8	1	20	22	1,5
8	10	1	25	28	2,0

Сортамент труб по ГОСТу 8734—58.
Материал труб: сталь 20.
Толщина стенок принята для некоррозионных и неагрессивных сред.

35. Развальцовка конца трубы

(по нормали машиностроения МН 2342—61)

Размеры в *мм*



Шифр (проход условный D_y)	D (отклонение по C_4)	d	d_1	l	r (отклонение —0,3)
2	5,5	2	3	30	1
3	7,5	3	4	30	1
4	9,5	4	6	30	1
6	11,5	6	8	35	1
8	13,5	8	10	35	1,5
10	15,5	10	12	40	1,5
13	18,5	12	14	40	1,5
15	23,5	14	16	45	1,5
20	29,5	19	22	45	2
25	35,5	24	28	50	2

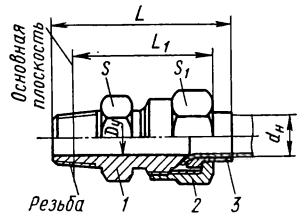
Размер d_1 на длине l калибровать по посадке C_4. Калибровать только стальные трубы с плюсовым отклонением по d_1.

Переход внутренней конусной части трубы в цилиндрическую должен быть плавным, без образования поперечного кольцевого наплыва.

36. Штуцерные ввертные соединения

(по нормали машиностроения МН 2313—61)

Размеры в *мм*



Шифр изделия (проход условный D_y)	Резьба в дюймах	$d_н$	L	L_1	Под ключ		Масса в *кг*	Шифр деталей		
					S	S_1		Штуцер *1*, ввертной, МН 2327—61	Гайка *2*, накидная, МН 2343—61	Ниппель *3*, МН 2341—61
2	К1/16	3	38	34,0	12	12	0.013	2	М8×1	2
3	К1/16	4	40	36,0	12	12	0.019	3	М10×1	3
4	К1/8	6	44	39,5	14	14	0,033	4	М12×1	4
6	К1/8	8	48	43,5	17	17	0.047	6	М14×1,5	6
8	К1/4	10	51	46,0	17	19	0.060	8	М16×1,5	8
10	К3/8	12	57	50.9	19	22	0.084	10	М18×1,5	10
13	К3/8	14	63	56,9	24	27	0,129	13	М22×1,5	13
15	К1/2	16	67	58,9	30	32	0.212	15	М27×1,5	15
20	К3/4	22	75	66.4	36	41	0,278	20	М33×2	20
25	К1	28	82	71,8	41	46	0,475	25	М39×2	25

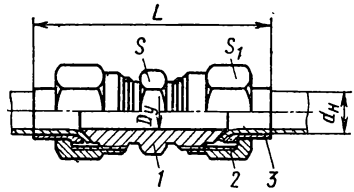
Технические требования, как и на остальные соединения с развальцовкой, — по МП 2414—61.

Пример обозначения соединения $D_y = 10$ *мм*:

Соединение 10 МН 2313—61

37. Штуцерные проходные соединения
(по нормали машиностроения МН 2314—61)

Размеры в *мм*



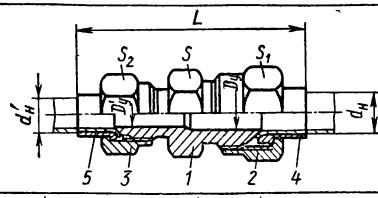
Шифр изделия (проход условный D_y)	$d_н$	L	Под ключ		Масса в *кг*	Шифр деталей		
			S	S_1		Штуцер *1* проходной, МН 2328—61	Гайка *2* накидная, МН 2343—61	Ниппель *3*, МН 2341—61
2	3	40	12	12	0,010	2	М8×1	2
3	4	44	12	12	0,031	3	М10×1	3
4	6	47	14	14	0,043	4	М12×1	4
6	8	55	17	17	0.059	6	М14×1,5	6
8	10	60	17	19	0,070	8	М16×1,5	8
10	12	70	19	22	0,118	10	М18×1,5	10
13	14	74	24	27	0.188	13	М22×1,5	13
15	16	78	30	32	0.303	15	М27×1,5	15
20	22	90	38	41	0.401	20	М33×2	20
25	28	96	41	46	0,679	25	М39×2	25

Пример обозначения соединения $D_y = 10$ *мм*:

Соединение 10 МН 2314—61

38. Штуцерные переходные соединения
(по нормали машиностроения МН 2315—61)

Размеры в *мм*



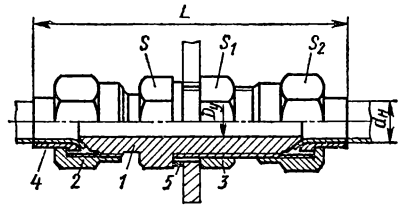
Шифр изделия (проходы условные $D_y \times D'_y$)	$d_н$	$d'_н$	L	Под ключ			Масса в *кг*	Шифр деталей				
				S	S_1	S_2		Штуцер *1* переходной, МН 2329—61	Гайка накидная, МН 2343—61		Ниппель, МН 2341—61	
									2	*3*	*4*	*5*
3×2	4	3	45	12	12	12	0,025	3×2	М10×1	М8×1	3	2
4×3	6	4	48	14	14	12	0,038	4×3	М12×1	М10×1	4	3
6×4	8	6	54	17	17	14	0,055	6×4	М14×1,5	М12×1	6	4
8×6	10	8	59	17	19	17	0.069	8×6	М16×1,5	М14×1,5	8	6
10×8	12	10	66	19	22	19	0,101	10×8	М18×1,5	М16×1,5	10	8
13×10	14	12	74	24	27	22	0,164	13×10	М22×1,5	М18×1,5	13	10
15×13	16	14	80	30	32	27	0.261	15×13	М27×1,5	М22×1,5	15	13
20×15	22	16	88	36	41	32	0,356	20×15	М33×2	М27×1,5	20	15
25×20	28	22	97	41	46	41	0,558	25×20	М39×2	М33×2	25	20

Пример обозначения соединения $D_y = 10$ *мм* на $D'_y = 8$ *мм*:

Соединение 10×8 МН 2315—61

39. Штуцерные переборочные соединения
(по нормали машиностроения МН 2316—61)

Размеры в *мм*

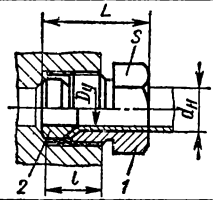


Шифр изделия (проход условный D_y)	$d_н$	L	Под ключ			Масса в *кг*	Шифр деталей					
			S	S_1	S_2		Штуцер *1* переборочный, МН 2330—61	Гайка *2* накидная, МН 2343—61	Гайка *3*		Ниппель *4*, МН 2341—61	Прокладка *5*, МН 2421—61
2	3	55	12	12	12	0,033	2	М8 ×1	М8 ×1		2	14×8
3	4	57	14	14	12	0,048	3	М10×1	М10×1		3	16×10
4	6	63	17	19	14	0,073	4	М12×1	М12×1	По	4	18×12
6	8	69	19	22	17	0,093	6	М14×1,5	М14×1,5	ГОСТу	6	20×14
8	10	77	22	24	19	0,126	8	М16×1,5	М16×1,5	2526—70	8	22×16
10	12	88	24	27	22	0,182	10	М18×1,5	М18×1,5		10	24×18
13	14	93	27	32	27	0,277	13	М22×1,5	М22×1,5		13	28×22
15	16	98	32	32	32	0,428	15	М27×1,5	М27×1,5	По МН	15	34×27
20	22	110	41	41	41	0,576	20	М33×2	М33×2	2415—61	20	39×33
25	28	117	46	46	46	0,908	25	М39×2	М39×2		25	46×39

Пример обозначения соединения $D_y = 10$ *мм*:
Соединение 10 МН 2316—61

40. Штуцерные концевые соединения
(по нормали машиностроения МН 2317—61)

Размеры в *мм*

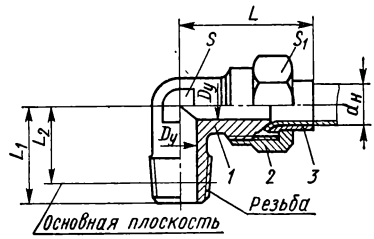


Шифр изделия (проход условный D_y)	$d_н$	L	l	Под ключ S	Масса в *кг*	Шифр деталей	
						Штуцер *1* концевой, МН 2331—61	Кольцо *2* уплотнительное, МН 2344—61
2	3	19	12	12	0,006	2	2
3	4	21	13	12	0,011	3	3
4	6	23	14	14	0,020	4	4
6	8	26	15	17	0,031	6	6
8	10	29	16	17	0,041	8	8
10	12	32	17	19	0,057	10	10
13	14	33	18	24	0,068	13	13
15	16	36	20	30	0,126	15	15
20	22	44	25	36	0,229	20	20
25	28	50	30	41	0,421	25	25

Пример обозначения соединения $D_y = 10$ *мм*:
Соединение 10 МН 2317—61

41. Угловые ввертные соединения
(по нормали машиностроения МН 2318—61)

Размеры в *мм*



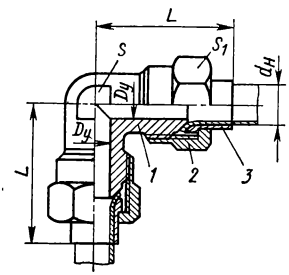
Шифр изделия (проход условный D_y)	Резьба в дюймах	$d_н$	L	L_1	L_2	Под ключ S	Под ключ S_1	Масса в *кг*	Шифр деталей: Угольник *1* ввертной МН 2332—61	Шифр деталей: Гайка *2* накидная, МН 2343—61	Шифр деталей: Ниппель *3*, МН 2341—61
2	К 1/16	3	24	18	14,0	7	12	0,012	2	М8×1	2
3	К 1/16	4	26	20	16,0	7	12	0,019	3	М10×1	3
4	К 1/8	6	28	22	17,4	12	14	0,031	4	М12×1	4
6	К 1/8	8	33	24	19,4	12	17	0,037	6	М14×1,5	6
8	К 1/4	10	37	26	21,0	14	19	0,061	8	М16×1,5	8
10	К 3/8	12	42	28	21,9	17	22	0,084	10	М18×1,5	10
13	К 3/8	14	46	34	27,9	19	27	0,143	13	М22×1,5	13
15	К 1/2	16	50	38	29,9	22	32	0,212	15	М27×1,5	15
20	К 3/4	22	57	42	33,4	27	41	0,294	20	М33×2	20
25	К 1	28	66	50	39,8	32	46	0,494	25	М39×2	25

Пример обозначения соединения $D_y = 10$ *мм*:

Соединение 10 МН 2318—61

42. Угловые проходные соединения
(по нормали машиностроения МН 2319—61)

Размеры в *мм*

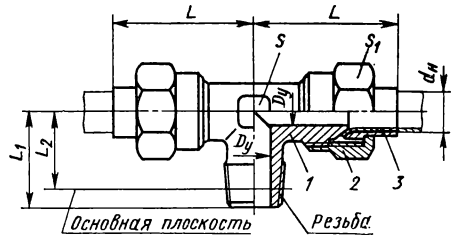


Шифр изделия (проход условный D_y)	$d_н$	L	Под ключ S	Под ключ S_1	Масса в *кг*	Шифр деталей: Угольник *1* проходной МН 2333—61	Шифр деталей: Гайка *2* накидная, МН 2343—61	Шифр деталей: Ниппель *3*, МН 2341—61
2	3	24	7	12	0,018	2	М8×1	2
3	4	26	7	12	0,027	3	М10×1	3
4	6	28	12	14	0,041	4	М12×1	4
6	8	33	12	17	0,062	6	М14×1,5	6
8	10	37	14	19	0,086	8	М16×1,5	8
10	12	42	17	22	0,127	10	М18×1,5	10
13	14	46	19	27	0,204	13	М22×1,5	13
15	16	50	22	32	0,310	15	М27×1,5	15
20	22	57	27	41	0,424	20	М33×2	20
25	28	66	32	46	0,737	25	М39×2	25

Пример обозначения соединения $D_y = 10$ *мм*:

Соединение 10 МН 2319—61

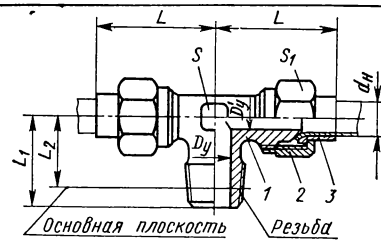
43. Тройниковые ввертные проходные соединения
(по нормали машиностроения МН 2320—61)
Размеры в *мм*



Шифр изделия (проход условный D_y)	Резьба в дюймах	$d_н$	L	L_1	L_2	Под ключ S	Под ключ S_1	Масса в *кг*	Шифр деталей: Тройник *1* ввертной проходной, МН 2334—61	Шифр деталей: Гайка *2* накидная, МН 2343—61	Шифр деталей: Ниппель *3*, МН 2341—61
2	К 1/16	3	24	18	14,0	7	12	0,021	2	М8×1	2
3	К 1/16	4	26	20	16,0	7	12	0,032	3	М10×1	3
4	К 1/8	6	28	22	17,4	12	14	0,048	4	М12×1	4
6	К 1/8	8	33	24	19,4	12	17	0,070	6	М14×1,5	6
8	К 1/4	10	37	26	21,0	14	19	0,091	8	М16×1,5	8
10	К 3/8	12	42	28	21,9	17	22	0,140	10	М18×1,5	10
13	К 3/8	14	46	34	27,9	19	27	0,226	13	М22×1,5	13
15	К 1/2	16	50	38	29,9	22	32	0,289	15	М27×1,5	15
20	К 3/4	22	57	42	33,4	27	41	0,483	20	М33×2	20
25	К 1	28	66	50	39,8	32	46	0,821	25	М39×2	25

Пример обозначения соединения $D_y = 10$ *мм*:
Соединение 10 МН 2320—61

44. Тройниковые ввертные переходные соединения
(по нормали машиностроения МН 2321—61)
Размеры в *мм*



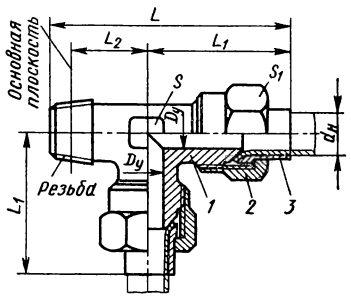
Шифр изделия (проходы условные D_y и D'_y)	Резьба в дюймах	$d_н$	L	L_1	L_2	Под ключ S	Под ключ S_1	Масса в *кг*	Шифр деталей: Тройник *1* ввертной переходной, МН 2335—61	Шифр деталей: Гайка *2* накидная, МН 2343—61	Шифр деталей: Ниппель *3*, МН 2341—61
3×2	К 1/16	3	24	20	16,0	7	12	0,020	3×2	М8×1	2
4×3	К 1/8	4	26	22	17.4	12	12	0,036	4×3	М10×1	3
6×4	К 1/8	6	28	24	19,4	12	14	0,049	6×4	М12×1	4
8×6	К 1/4	8	33	26	21,0	14	17	0,073	8×6	М14×1,5	6
10×8	К 3/8	10	37	28	21,9	17	19	0,101	10×8	М16×1,5	8
13×10	К 3/8	12	42	34	27.9	19	22	0,146	13×10	М18×1,5	10
15×13	К 1/2	14	46	38	29,9	22	27	0.248	15×13	М22×1,5	13
20×15	К 3/4	16	50	42	33,4	27	32	0.374	20×15	М27×1,5	15
25×20	К 1	22	57	50	39.8	32	41	0.530	25×20	М33×2	20

Пример обозначения соединения $D_y = 10$ *мм* на $D'_y = 8$ *мм*:
Соединение 10×8 ПМ 2321—61

45. Тройниковые ввертные проходные несимметричные соединения

(по нормали машиностроения МН 2322—61)

Размеры в *мм*



Шифр изделия (проход условный D_y)	Резьба в дюймах	$d_н$	L	L_1	L_2	Под ключ		Масса в *кг*	Шифр деталей		
						S	S_1		Тройник *1* ввертной проходной несимметричный, МН 2336—61	Гайка *2* накидная, МН 2343—61	Ниппель *3*, МН 2341—61
2	К1/16	3	42	24	14,0	7	12	0.021	2	М8×1	2
3	К1/16	4	46	26	16,0	7	12	0,039	3	М10×1	3
4	К1/8	6	50	28	17,4	12	14	0,050	4	М12×1	4
6	К1/8	8	57	33	19,4	12	17	0.070	6	М14×1,5	6
8	К1/4	10	63	37	21,0	14	19	0,094	8	М16×1,5	8
10	К3/8	12	70	42	21,9	17	22	0,106	10	М18×1,5	10
13	К3/8	14	80	46	27.9	19	27	0.158	13	М22×1,5	13
15	К1/2	16	88	50	29,9	22	32	0.291	15	М27×1,5	15
20	К3/4	22	99	57	33,4	27	41	0.398	20	М33×2	20
25	К1	28	116	66	39,8	32	46	0,601	25	М39×2	25

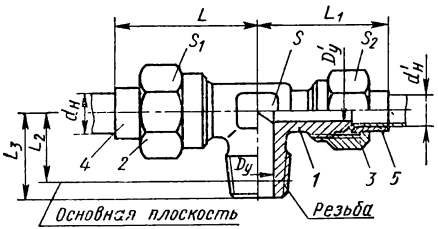
Пример обозначения соединения $D_y = 10$ *мм*:

Соединение 10 МН 2322—61

46. Тройниковые ввертные переходные несимметричные соединения

(по нормали машиностроения МН 2323—61)

Размеры в *мм*

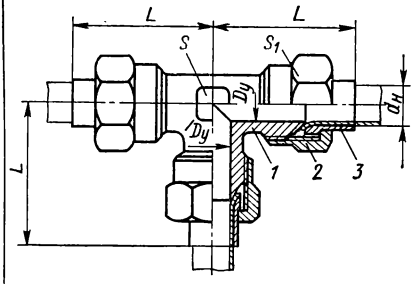


Шифр изделия (проходы условные $D_y \times D'_y$)	Резьба в дюймах	$d_н$	$d'_н$	L	L_1	L_2	L_3	Под ключ			Масса в *кг*	Шифр деталей				
								S	S_1	S_2		Тройник *1* ввертной переходной несимметричный, МН 2337—61	Гайка накидная, МН 2343—61		Ниппель, МН 2341—61	
													2	*3*	*4*	*5*
3×2	К1/16	4	3	26	24	16.0	20	7	12	12	0.032	3×2	М10×1	М8×1	3	2
4×3	К1/8	6	4	28	26	17.4	22	12	14	12	0,045	4×3	М12×1	М10×1	4	3
6×4	К1/8	8	6	33	30	19.4	24	12	17	14	0,062	6×4	М14×1,5	М12×1	6	4
8×6	К1/4	10	8	37	35	21.0	26	14	19	17	0,088	8×6	М16×1,5	М14×1,5	8	6
10×8	К3/8	12	10	42	39	21.9	28	17	22	19	0.112	10×8	М18×1,5	М16×1,5	10	8
13×10	К3/8	14	12	46	45	27,9	34	19	27	22	0.191	13×10	М22×1,5	М18×1,5	13	10
15×13	К1/2	16	14	50	48	29.9	38	22	32	27	0.355	15×13	М27×1,5	М22×1,5	15	13
20×15	К3/4	22	16	57	54	33.4	42	27	41	32	0.520	20×15	М33×2	М27×1,5	20	15
25×20	К1	28	22	66	64	39.8	50	32	46	41	0,824	25×20	М39×2	М33×2	25	20

Пример обозначения соединения $D_y = 10$ *мм* на $D'_y = 8$ *мм*:

Соединение 10×8 МН 2323—61

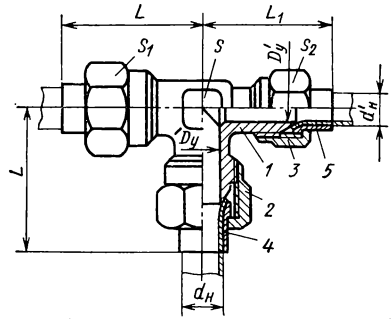
47. Тройниковые проходные соединения
(по нормали машиностроения МН 2324—61)
Размеры в *мм*



Шифр изделия (проход условный D_y)	$d_н$	L	Под ключ		Масса в *кг*	Шифр деталей		
			S	S_1		Тройник *1* проходной, МН 2338—61	Гайка *2* накидная, МН 2343—61	Ниппель *3*, МН 2341—61
2	3	24	7	12	0,025	2	М8×1	2
3	4	26	7	12	0.042	3	М10×1	3
4	6	28	12	14	0,060	4	М12×1	4
6	8	33	12	17	0.088	6	М14×1,5	6
8	10	37	14	19	0,115	8	М16×1,5	8
10	12	42	17	22	0,177	10	М18×1,5	10
13	14	46	19	27	0,289	13	М22×1,5	13
15	16	50	22	32	0,437	15	М27×1,5	15
20	22	57	27	41	0,684	20	М33×2	20
25	28	66	32	46	1,410	25	М39×2	25

Пример обозначения соединения $D_y = 10$ *мм*:
Соединение 10 МН 2324—61

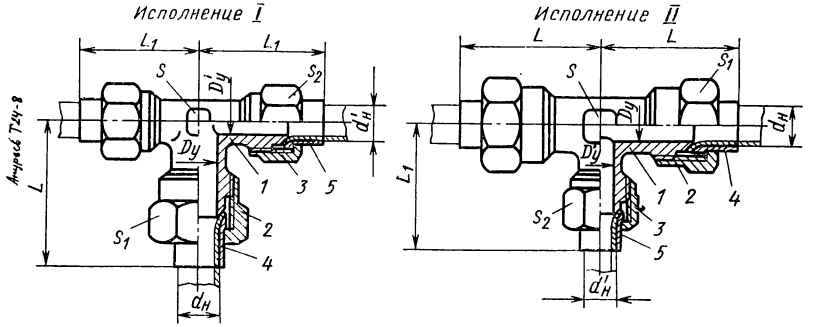
48. Тройниковые переходные несимметричные соединения
(по нормали машиностроения МН 2325—61)
Размеры в *мм*



Шифр изделия (проходы условные $D_y \times D'_y$)	$d_н$	$d'_н$	L	L_1	Под ключ			Масса в *кг*	Шифр деталей				
					S	S_1	S_2		Тройник *1* переходной несимметричный, МН 2339—61	Гайка накидная, МН 2343—61		Ниппель, МН 2341—61	
										2	*3*	*4*	*5*
3×2	4	3	26	24	7	12	12	0,035	3×2	М10×1	М8×1	3	2
4×3	6	4	28	26	12	14	12	0,053	4×3	М12×1	М10×1	4	3
6×4	8	6	33	30	12	17	14	0,079	6×4	М14×1,5	М12×1	6	4
8×6	10	8	37	35	14	19	17	0,113	8×6	М16×1,5	М14×1,5	8	6
10×8	12	10	42	39	17	22	19	0,153	10×8	М18×1,5	М16×1,5	10	8
13×10	14	12	46	45	19	27	22	0,245	13×10	М22×1,5	М18×1,5	13	10
15×13	16	14	50	48	22	32	27	0,383	15×13	М27×1,5	М22×1,5	15	13
20×15	22	16	57	54	27	41	32	0,517	20×15	М33×2	М27×1,5	20	15
25×20	28	22	66	64	32	46	41	0,811	25×20	М39×2	М33×2	25	20

Пример обозначения соединения $D_y = 10$ *мм* на $D'_y = 8$ *мм*:
Соединение 10×8 МН 2325—61

49. Тройниковые переходные соединения
(по нормали машиностроения МН 2326—61)
Размеры в *мм*



Шифр изделия *	$d_н$	$d'_н$	L	L_1	Под ключ			Масса в *кг* **	Шифр деталей				
					S	S_1	S_2		Тройник *1* переходной, МН 2340—61	Гайка накидная, МН 2343—61		Ниппель, МН 2341—61	
										2	*3*	*4*	*5*
I-3×2 / II-2×3	4	3	26	24	7	12	12	0,029 / 0,036	I-3×2 / II-2×3	М10×1	М8×1	3	2
I-4×3 / II-3×4	6	4	28	26	12	14	12	0.048 / 0,054	I-4×3 / II-3×4	М12×1	М10×1	4	3
I-6×4 / II-4×6	8	6	33	28	12	17	14	0.088 / 0,080	I-6×4 / II-4×6	М14×1,5	М12×1	6	4
I-8×6 / II-6×8	10	8	37	33	14	19	17	0.098 / 0,107	I-8×6 / II-6×8	М16×1,5	М14×1,5	8	6
I-10×8 / II-8×10	12	10	42	37	17	22	19	0,139 / 0,155	I-10×8 / II-8×10	М18×1,5	М16×1,5	10	8
I-13×10 / II-10×13	14	12	46	42	19	27	22	0.247 / 0,258	I-13×10 / II-10×13	М22×1,5	М18×1,5	13	10
I-15×13 / II-13×15	16	14	50	46	22	32	27	0.430 / 0,391	I-15×13 / II-13×15	М27×1,5	М22×1,5	15	13
I-20×15 / II-15×20	22	16	57	50	27	41	32	0.609 / 0,546	I-20×15 / II-15×20	М33×2	М27×1,5	20	15
I-25×20 / II-20×25	28	22	66	57	32	46	41	0,802 / 0,878	I-25×20 / II-20×25	М39×2	М33×2	25	20

* Исполнение и условные проходы $D_y \times D'_y$ для исполнения I или $D'_y \times D_y$ для исполнения II.

** В числителе — для исполнения I, в знаменателе — для исполнения II.

Пример обозначения соединения исполнения I с $D_y = 10$ *мм* на $D'_y = 8$ *мм*:

Соединение I-10×8 МН 2326—61

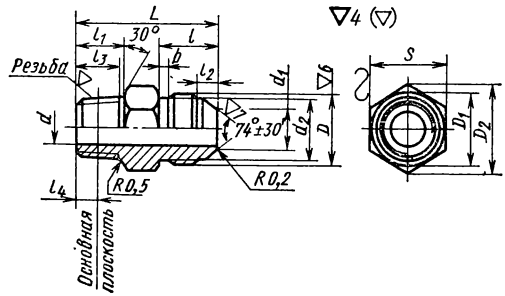
То же, исполнения II:

Соединение II-8×10 МН 2326—61

50. Ввертные штуцеры

(по нормали машиностроения МН 2327—61)

Размеры в *мм*



Шифр (проход условный D_y)	Резьба в дюймах	D	D_1	D_2	d	d_1	d_2	L	l	l_1	l_2	l_3	l_4	b	S	Масса в *кг*
	К$^1/_{16}$	М8×1	11,5	13,8	2	2,5	6,5	32	12	10,5	3,5	8	4,064	2	12	0,008
	К$^1/_{16}$	М10×1	11,5	13,8	3	3,5	8,5	34	13	10,5	4,5	8	4,064	2	12	0,012
4	К$^1/_8$	М12×1	13,0	16,2	4	5,0	10,5	36	14	11	5,0	8,5	4,572	2	14	0,024
6	К$^1/$	М14×1,5	16	19,6	6	7,0	11,8	38	15	11	4,5	8,5	4,572	3	17	0,032
8	К$^1/_4$	М16×1,5	16	19,6	8	9,0	13,8	40	16	14,6	4,5	12,0	5,080	3	17	0,041
10	К$^3/_8$	М18×1,5	18,5	21,9	10	11,0	15,8	44	17	15,5	5,0	13	6,096	3	19	0,051
13	К$^3/_8$	М22×1,5	23,0	27,7	12	13,0	19,8	48	19	15,5	6,0	13	6,096	3	24	0,073
15	К$^1/_2$	М27×1,5	28,5	34,6	14	15,0	24,8	52	21	19,0	8	16,5	8,128	3	30	0,132
20	К$^3/_4$	М33×2	34,0	41,6	19	20,0	30,0	58	24	20,0	8	17,0	8,611	4	36	0,165
25	К1	М39×2	39,0	47,3	24	25,0	36,0	62	26	24,5	9,0	21,5	10,160	4	41	0,265

Материал: сталь калиброванная шестигранник $\frac{-5\ \text{ГОСТ}\ 8560-67}{35\ \text{ГОСТ}\ 1051-59}$.

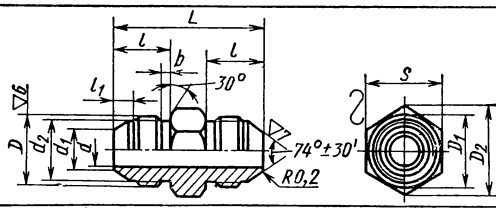
Пример обозначения штуцера $D_y=10$ *мм*:

Штуцер 10 МН 2327—61

На все детали соединений:

1. Отклонения свободных размеров — по 7-му классу точности ОСТа 1010.
2. Резьба метрическая — по ГОСТу 9150—59; допуски на резьбу — по 3-му классу точности ГОСТа 9253—59.
3. Резьба коническая — по ГОСТу 6111—52.
4. Остальные технические требования — по МН 2414—61.

51. Проходные штуцеры
(по нормали машиностроения МН 2328—61)
Размеры в *мм*



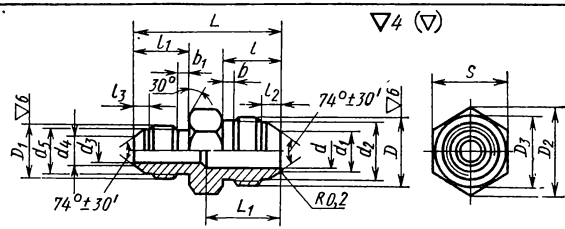
Шифр (проход условный D_y)	D	D_1	D_2	d	d_1	d_2	L	l	l_1	b	S	Масса в *кг*
2	М8×1	11,5	13,8	2	2,5	6,5	30	12	3,5	2	12	0,002
3	М10×1	11,5	13,8	3	3,5	8,5	32	13	4,5	2	12	0,016
4	М12×1	13,0	16,2	4	5,0	10,5	34	14	5,0	2	14	0,025
6	М14×1,5	16,0	19,6	6	7,0	11,8	36	15	4,5	3	17	0,033
8	М16×1,5	16,0	19,6	8	9,0	13,8	38	16	4,5	3	17	0,030
10	М18×1,5	18,0	21,9	10	11,0	15,8	42	17	5,0	3	19	0,053
13	М22×1,5	23,0	27,7	12	13,0	19,8	46	19	6,0	3	24	0,087
15	М27×1,5	28,5	34,6	14	15,0	24,8	50	21	8	3	30	0,144
20	М33×2	34,0	41,6	19	20,0	30,0	56	24	8	4	36	0,176
25	М39×2	39,0	47,3	24	25,0	36,0	60	26	9	4	41	0,259

Материал: сталь калиброванная шестигранник $\frac{-5\ \text{ГОСТ}\ 8560-67}{35\ \text{ГОСТ}\ 1051-59}$.

Пример обозначения штуцера $D_y = 10$ *мм*:

Штуцер 10 МН 2328—61

52. Переходные штуцеры
(по нормали машиностроения МН 2329—61)
Размеры в *мм*



Шифр (проходы условные $D_y \times D'_y$)	D	D_1	D_2	D_3	d	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	L	L_1	l	l_1	l_2	l_3	b	b_1	S	Масса в *кг*
3×2	М10×1	М8×1	13,8	11.5	3	3,5	8,5	2	2,5	6,5	32	17	13	12	4,5	3,5	2	2	12	0,014
4×3	М12×1	М10×1	16,2	13,0	4	5,0	10,5	3	3,5	8,5	34	18	14	13	5,0	4,5	2	2	14	0,032
6×4	М14×1,5	М12×1	19,6	16,0	6	7,0	11,8	4	5,0	10,5	36	19	15	14	4,5	5,0	3	2	17	0,031
8×6	М16×1,5	М14×1,5	19,6	16,0	8	9,0	13,8	6	7,0	11,8	38	20	16	15	4,5	4,5	3	3	17	0,036
10×8	М18×1,5	М16×1,5	21,9	18,0	10	11,0	15,8	8	9,0	13,8	42	22	17	16	5,0	4,5	3	3	19	0,050
13×10	М22×1,5	М18×1,5	27,7	23,0	12	13,0	19,8	10	11,0	15,8	46	24	19	17	6,0	5.0	3	3	24	0,075
15×13	М27×1,5	М22×1,5	34,6	28,5	14	15,0	24,8	12	13,0	19,8	50	26	21	19	8,0	6,0	3	3	30	0,125
20×15	М33×2	М27×1,5	41,6	34,0	19	20.0	30,0	14	15.0	24,8	56	30	24	21	8,0	8,0	4	3	36	0,164
25×20	М39×2	М33×2	47,3	39,0	24	25,0	36,0	19	20,0	30,0	60	32	26	24	9,0	8,0	4	4	41	0,235

Материал: сталь калиброванная шестигранник: $\frac{-5\ \text{ГОСТ}\ 8560-67}{35\ \text{ГОСТ}\ 1051-59}$.

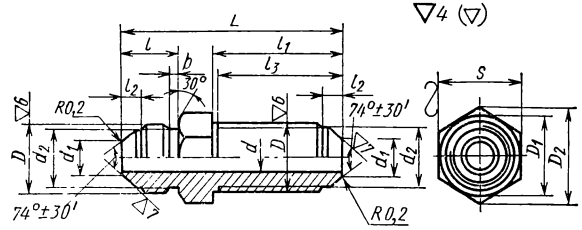
Пример обозначения штуцера $D_y = 10$ *мм* на $D_y = 8$ *мм*:

Штуцер 10×8 МН 2329—61

53. Переборочные штуцеры

(по нормали машиностроения МН 2330—61)

Размеры в *мм*



Шифр (проход условный D_y)	D	D_1	D_2	d	d_1	d_2	L	l	l_1	l_2	l_3	b	S	Масса в *кг*
2	М8×1	11,0	13,8	2	2,5	6,5	45	12	25	3,5	24,5	2	12	0,021
3	М10×1	13,0	16,2	3	3,5	8,5	45	13	25	4,5	24,5	2	14	0,029
4	М12×1	16,0	19,6	4	5,0	10,5	50	14	26	5,0	25,5	2	17	0,046
6	М14×1,5	18,0	21,0	6	7,0	11,8	50	15	26	4,5	25,5	3	19	0,054
8	М16×1,5	21,0	25,4	8	9,0	13,8	55	16	30	4,5	29,5	3	22	0,072
10	М18×1,5	23,0	27,7	10	11,0	15,8	60	17	34	5,0	33,5	3	24	0,098
13	М22×1,5	25,5	31,2	12	13,0	19,8	65	19	36	6,0	35,5	3	27	0,141
15	М27×1,5	30,5	36,9	14	15,0	24,8	70	21	38	8,0	37,0	3	32	0,234
20	М33×2	39,0	47,3	19	20,0	30,0	75	24	40	8,0	39,0	4	41	0,272
25	М39×2	44,0	53,1	24	25,0	36,0	80	26	42	9,0	41,0	4	46	0,386

Материал: сталь калиброванная шестигранник $\frac{-5\ \text{ГОСТ}\ 8560-67}{35\ \text{ГОСТ}\ 1051-59}$.

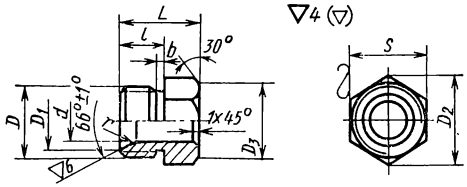
Пример обозначения штуцера $D_y = 10$ *мм*:

Штуцер 10 МН 2330—61

54. Концевые штуцеры

(по нормали машиностроения МН 2331—61)

Размеры в *мм*



Шифр (проход условный D_y)	D	D_1 (отклонение +0,2)	D_2	D_3	d (отклонение +0,2 +0,15)	L	l	b	r (отклонение +0,3)	S	Масса в *кг*
2	М8×1	4,5	13,8	11,5	3	14	9	2	1	12	0,005
3	М10×1	6,5	13,8	11,5	4	15	9	2	1	12	0,009
4	М12×1	8,5	16,2	13,0	6	16	10	2	1	14	0,017
6	М14×1,5	10,5	19,6	16,0	8	18	10	3	1	17	0,026
8	М16×1,5	12,5	19,6	16,0	10	20	12	3	1,5	17	0,034
10	М18×1,5	14,5	21,9	18,0	12	22	12	3	1,5	19	0,048
13	М22×1,5	16,5	27,7	23,0	14	24	13	3	1,5	24	0,057
15	М27×1,5	20,0	34,6	28,5	16	26	13	3	1,5	30	0,103
20	М33×2	27,0	41,6	34,0	22	32	17	4	2	36	0,200
25	М39×2	33,0	47,3	39,0	28	36	20	4	2	41	0,363

Материал: сталь калиброванная шестигранник $\frac{-5\ \text{ГОСТ}\ 8560-67}{35\ \text{ГОСТ}\ 1051-59}$.

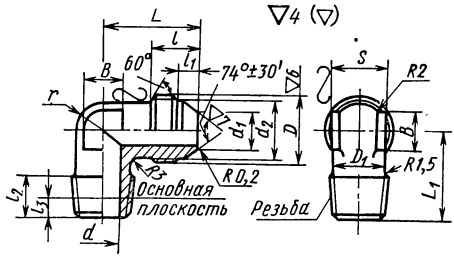
Пример обозначения штуцера $D_y = 10$ *мм*:

Штуцер 10 МН 2331—61

55. Ввертные угольники

(по нормали машиностроения МН 2332—61)

Размеры в *мм*



Шифр (проход условный D_y)	Резьба в дюймах	D	D_1	d	d_1	d_2	L	L_1	l	l_1	l_2	l_3	B		S	Масса в *кг*
2	К 1/16	М8×1	6	2	2,5	6,5	18	18	10	3,5	8,0	4,064	5	5	7	0,008
3	К 1/16	М10×1	7	3	3,5	8,5	20	20	11	4,5	8,0	4,064	5	3,5	7	0,012
4	К 1/8	М12×1	9	4	5,0	10,5	22	22	12	5,0	8,5	4,572	6	4,5	12	0,022
6	К 1/8	М14×1,5	11	6	7,0	11,8	24	24	12	4,5	8,5	4,572	6	5,5	12	0,024
8	К 1/4	М16×1,5	13	8	9,0	13,8	26	26	13	4,5	12,0	5,080	8	6,5	14	0,042
10	К 3/4	М18×1,5	15	10	11,0	15,8	28	28	14	5,0	13,0	6,096	10	7,5	17	0,051
13	К 3/4	М22×1,5	18	12	13,0	19,8	32	34	16	6,0	13,0	6,096	12	9,0	19	0,087
15	К 1/2	М27×1,5	21	14	15,0	24,8	36	38	18	8,0	16,5	8,128	16	10,5	22	0,133
20	К 3/4	М33×2	25	19	20,0	30,0	40	42	20	8,0	17,0	8,611	20	12,5	27	0,181
25	К 1	М39×2	30	24	25,0	36,0	48	50	22	9,0	21,5	10,160	25	15,0	32	0,284

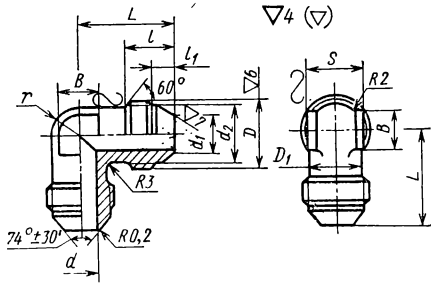
Материал: сталь 35.

Пример обозначения угольника $D_y = 10$ *мм*: *Угольник 10 МН 2332—61*

56. Проходные угольники

(по нормали машиностроения МН 2333—61)

Размеры в *мм*



Шифр (проход условный D_y)	D	D_1	d	d_1	d_2	L	l	l_1	B		S	Масса в *кг*
2	М8×1	6	2	2,5	6,5	18	10	3,5	5	3	7	0,010
3	М10×1	7	3	3,5	8,5	20	11	4,5	5	3,5	7	0,013
4	М12×1	9	4	5,0	10,5	22	12	5,0	6	4,5	12	0,023
6	М14×1,5	11	6	7,0	11,8	24	12	4,5	6	5,5	12	0,032
8	М16×1,5	13	8	9,0	13,8	26	13	4,5	8	6,5	14	0,048
10	М18×1,5	15	10	11,0	15,8	28	14	5,0	10	7,5	17	0,061
13	М22×1,5	18	12	13,0	19,8	32	16	6,0	12	9,0	19	0,099
15	М27×1,5	21	14	15,0	24,8	36	18	8,0	16	10,5	22	0,150
20	М33×2	25	19	20.0	30.0	40	20	8,0	20	12,5	27	0,198
25	М39×2	30	24	25.0	36,0	48	22	9,0	25	15.0	32	0.317

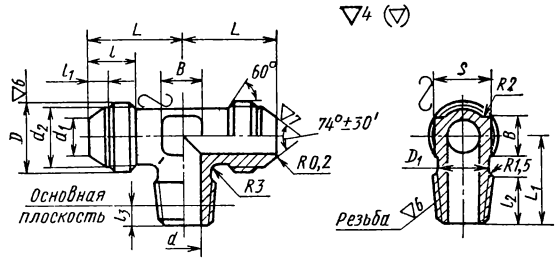
Материал: сталь 35.

Пример обозначения угольника $D_y = 10$ *мм*: *Угольник 10 МН 2333—61*

57. Ввертные проходные тройники

(по нормали машиностроения МН 2334—61)

Размеры в *мм*



Шифр (проход условный D_y)	Резьба в дюймах	D	D_1	d	d_1	d_2	L	L_1	l	l_1	l_2	l_3	B	S	Масса в *кг*
2	К 1/16	М8×1	6	2	2,5	6,5	18	18	10	3,5	8,0	4,064	5	7	0,013
3	К 1/16	М10×1	7	3	3,5	8,5	20	20	11	4,5	8,0	4,064	5	7	0,018
4	К 1/8	М12×1	9	4	5,0	10,5	22	22	12	5,0	8,5	4,572	6	12	0,040
6	К 1/8	М14×1,5	11	6	7,0	11,8	24	24	12	4,5	8,5	4.572	6	12	0,040
8	К 1/4	М16×1,5	13	8	9,0	13,8	26	26	13	4,5	12,0	5,080	8	14	0,053
10	К 3/8	М18×1,5	15	10	11,0	15,8	28	28	14	5,0	13,0	6,096	10	17	0,074
13	К 3/8	М22×1,5	18	12	13,0	19,8	32	34	16	6,0	13,0	6,096	12	19	0,114
15	К 1/2	М27×1,5	21	14	15,0	24,8	36	38	18	8,0	16,5	8,128	16	22	0,129
20	К 3/4	М33×2	25	19	20,0	30,0	40	42	20	8,0	17,0	8,611	20	27	0,257
25	К 1	М39×4	30	24	25,0	36,0	48	50	22	9,0	21,5	10,160	25	32	0,401

Материал: сталь 35.

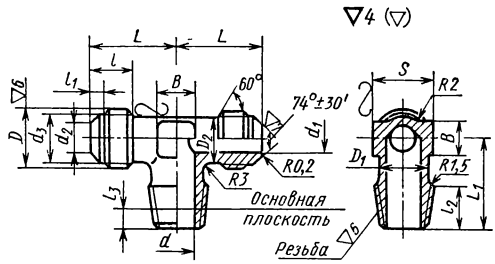
Пример обозначения тройника $D_y = 10$ *мм*:

Тройник 10 МН 2334—61

58. Ввертные переходные тройники

(по нормали машиностроения МН 2335—61)

Размеры в *мм*



Шифр (проходы условные $D_y \times D'_y$)	Резьба в дюймах	D	D_1	D_2	d	d_1	d_2	d_3	L	L_1	l	l_1	l_2	l_3	B	S	Масса в *кг*
3×2	К 1/16	М8×1	7	6	3	2	2,5	6,5	18	20	10	3,5	8,0	4,064	5	7	0,012
4×3	К 1/8	М10×1	9	7	4	3	3,5	8,5	20	22	11	4,5	8,5	4,572	6	12	0,022
6×4	К 1/8	М12×1	11	9	6	4	5,0	10,5	22	24	12	5,0	8,5	4,572	6	12	0,031

Продолжение табл. 58

Шифр (проходы условные $D_y \times D'_y$)	Резьба в дюймах	D	D_1	D_2	d	d_1	d_2	d_3	L	L_1	l	l_1	l_2	l_3	B	S	Масса в кг
8×6	К 1/4	М14×1,5	13	11	8	6	7,0	11,8	24	26	12	4,5	12,0	5,080	8	14	0.043
10×8	К 3/8	М16×1,5	15	13	10	8	9,0	13,8	26	28	13	4,5	13,0	6,096	10	17	0,063
13×10	К 3/8	М18×1,5	18	15	12	10	11,0	15,8	28	34	14	5,0	13,0	6,096	12	19	0,080
15×13	К 1/2	М22×1,5	21	18	14	12	13,0	19,8	32	38	16	6,0	16,5	8,128	16	22	0.136
20×15	К 3/4	М27×1,5	25	21	19	14	15.0	24,8	36	42	18	8,0	17,0	8.611	20	27	0.214
25×10	К1	М33×2	30	25	24	19	20,0	30,0	40	50	20	8,0	21,5	10,160	25	32	0,304

Материал: сталь 35.

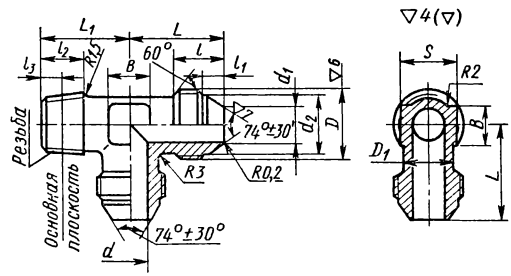
Пример обозначения тройника $D_y = 10$ мм на $D'_y = 8$ мм:

Тройник 10×8 МН 2335—61

59. Ввертные проходные несимметричные тройники

(по нормали машиностроения МН 2336—61)

Размеры в мм



Шифр (проход условный D_y)	Резьба в дюймах	D	D_1	d	d_1	d_2	L	L_1	l	l_1	l_2	l_3	B	S	Масса в кг
2	К 1/16	М8×1	6	2	2,5	6,5	18	18	10	3,5	8,0	4,064	5	7	0,013
3	К 1/16	М10×1	7	3	3,5	8,5	20	20	11	4,5	8,0	4,064	5	7	0,019
4	К 1/8	М12×1	9	4	5,0	10,5	22	22	12	5,0	8.5	4,572	6	12	0,032
6	К 1/8	М14×1,5	11	6	7,0	11,8	24	24	12	4,5	8,5	4,572	6	12	0,040
8	К 1/4	М16×1,5	13	8	9,0	13,8	26	26	13	4,5	12,0	5,080	8	14	0,057
10	К 3/8	М18×1,5	15	10	11,0	15,8	28	28	14	5,0	13,0	6,096	10	17	0,068
13	К 3/8	М22×1,5	18	12	13,0	19,8	32	34	16	6,0	13,0	6,096	12	19	0,092
15	К 1/2	М27×1,5	21	14	15,0	24,8	36	38	18	8,0	16,5	8,128	16	22	0,179
20	К 3/4	М33×2	25	19	20,0	30,0	40	42	20	8,0	17,0	8,611	20	27	0,238
25	К1	М39×2	30	24	25,0	36,0	48	50	22	9,0	21,5	10,160	25	32	0,375

Материал: сталь 35.

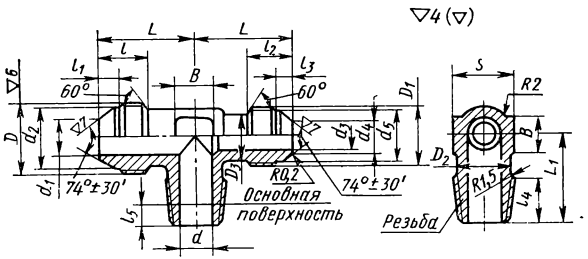
Пример обозначения тройника $D_y = 10$ мм:

Тройник 10 МН 2336—61

60. Ввертные переходные несимметричные тройники

(по нормали машиностроения МН 2337—61)

Размеры в *мм*



Шифр (проходы условные $D_y \times D'_y$)	Резьба в дюймах	D	D_1	D_2	D_3	d	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	L	L_1	l	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	B	S	Масса в *кг*
3×2	К 1/16	М10×1	М8×1	7	6	3	3,5	8,5	2	2,5	6,5	20	20	11	4,5	10	3,5	8,0	4,064	5	7	0.021
4×3	К 1/8	М12×1	М10×1	9	7	4	5,0	10,5	3	3,5	8,5	22	22	12	5,0	11	4,5	8,5	4,572	6	12	0.029
6×4	К 1/8	М14×1,5	М12×1	11	9	6	7,0	11,8	4	5,0	10,5	24	24	12	4,5	12	5,0	8,5	4,572	6	12	0.038
8×6	К 1/4	М16×1,5	М14×1,5	13	11	8	9,0	13,8	6	7,0	11,8	26	26	13	4,5	12	4,5	12,0	5,080	8	14	0.054
10×8	К 3/8	М18×1,5	М16×1,5	15	13	10	11,0	15,8	8	9,0	13,8	28	28	14	5,0	13	4,5	13,0	6,096	10	17	0.060
13×10	К 3/8	М22×1,5	М18×1,5	18	15	12	13,0	19,8	10	11,0	15,8	32	34	16	6,0	14	5,0	13,0	6,096	12	19	0.102
15×13	К 1/2	М27×1,5	М22×1,5	21	18	14	15,0	24,8	12	13,0	19,8	36	38	18	8,0	16	6,0	16,5	9,128	16	22	0.219
20×15	К 3/4	М33×2	М27×1,5	25	21	19	20,0	30,0	14	15,0	24,8	40	42	20	8,0	18	8,0	17,0	8,611	20	27	0.327
25×20	К1	М39×2	М33×2	30	25	24	25,0	36,0	19	20,0	30,0	48	50	22	9,0	20	8,0	21,5	10,160	25	32	0.501

Материал: сталь 35.

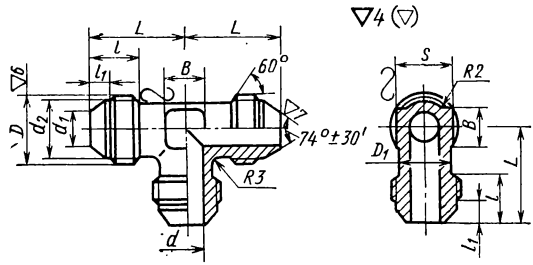
Пример обозначения тройника $D_y = 10$ *мм* на $D'_y = 8$ *мм*:

Тройник 10×8 МН 2337—61

61. Проходные тройники

(по нормали машиностроения МН 2338—61)

Размеры в *мм*



Шифр (проход условный D_y)	D	D_1	d	d_1	d_2	L	l	l_1	B	S	Масса в *кг*
2	М8×1	6	2	2,5	6,5	18	10	3,5	5	7	0,013
3	М10×1	7	3	3,5	8,5	20	11	4,5	5	7	0,021
4	М12×1	9	4	5,0	10,5	22	12	5,0	6	12	0,033
6	М14×1,5	11	6	7,0	11,8	24	12	4,5	6	12	0,043
8	М18×1,5	13	8	9,0	13,8	26	13	4,5	8	14	0,058
10	М18×1,5	15	10	11,0	15,8	28	14	5,0	10	17	0,078
13	М22×1,5	18	12	13,0	19,8	32	16	6,0	12	19	0,121
15	М27×1,5	21	14	15,0	24,8	36	18	8,0	16	22	0,197
20	М33×2	25	19	20,0	30,0	40	20	8,0	20	27	0,255
25	М39×2	30	24	25,0	36,0	48	22	9,0	25	32	0,780

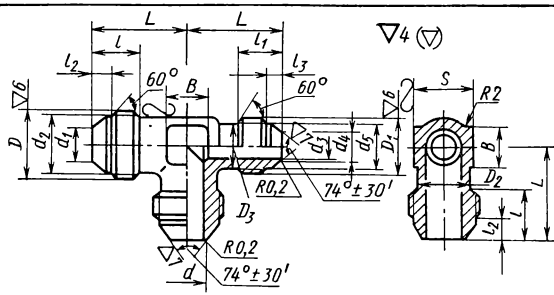
Материал: сталь 35.

Пример обозначения тройника $D_y=10$ *мм*: *Тройник 10 МН 2338—61*

62. Переходные несимметричные тройники

(по нормали машиностроения МН 2339—61)

Размеры в *мм*



Шифр (проходы условные $D_y \times D_y'$)	D	D_1	D_2	D_3	d	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	L	l	l_1	l_2	l_3	B	S	Масса в *кг*
3×2	М10×1	М8×1	7	6	3	3,5	8,5	2	2,5	6,5	20	11	10	4,5	3,5	5	7	0,017
4×3	М12×1	М10×1	9	7	4	5,0	10,5	3	3,5	8,5	22	12	11	5,0	4,5	6	12	0,028
6×4	М14×1,5	М12×1	11	9	6	7,0	11,8	4	5,0	10,5	24	12	12	4,5	5,0	6	12	0,040
8×6	М16×1,5	М14×1,5	13	11	8	9,0	13,8	6	7,0	11,8	26	13	12	4,5	4,5	8	14	0,060
10×8	М18×1,5	М16×1,5	15	13	10	11,0	15,8	8	9,0	13,8	28	14	13	5,0	4,5	10	17	0,068
13×10	М22×1,5	М18×1,5	18	15	12	13,0	19,8	10	11,0	15,8	32	16	14	6,0	5,0	12	19	0,100
15×13	М27×1,5	М20×1,5	21	18	14	15,0	24,8	12	13,0	19,8	36	18	16	8,0	6,0	16	22	0,167
20×15	М33×2	М27×1,5	25	21	19	20,0	30,0	14	15,0	24,8	40	20	18	8,0	8,0	20	27	0,211
25×20	М39×2	М33×2	30	25	24	25,0	36,0	19	20.0	30.0	48	22	20	9,0	8.0	25	32	0.278

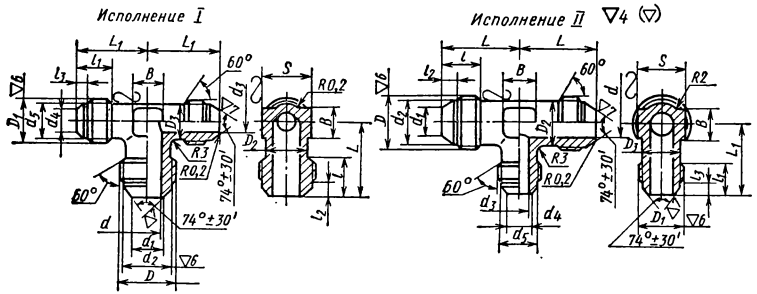
Материал: сталь 35.

Пример обозначения тройника $D_y=10$ *мм* на $D_y'=8$ *мм*: *Тройник 10×8 МН 2339—61*

63. Переходные тройники

(по нормали машиностроения 2340—61)

Размеры в *мм*



Шифр[1]	D	D_1	D_2	D_3	d	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	L	L_1	l	l_1	l_2	l_3	B	S	Масса в *кг*[2]
I-3×2 II-2×3	М10×1	М8×1	7	6	3	3,5	8,5	2	2,5	6,5	20	18	11	10	4,5	3,5	5	7	0,014 0,018
I-4×3 II-3×4	М12×1	М10×1	9	7	4	5,0	10,[illegible]	3	3,5	8,5	22	20	12	11	5,0	4,5	6	12	0,025 0,029
I-6×4 II-4×6	М14×1,5	М12×1	11	9	6	7,0	11,8	4	5,0	10,5	24	22	12	12	4,5	5,0	6	12	0,055 0,041

Шифр[1]	D	D_1	D_2	D_3	d	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	L	L_1	l	l_1	l_2	l_3	B	S	Масса в кг[2]
I-8×6 / II-6×8	М16×1,5	М14×1,5	13	11	8	9,0	13,8	6	7,0	11,8	26	24	13	12	4,5	4,5	8	14	0,049 / 0,054
I-10×8 / II-8×10	М18×1,5	М16×1,5	15	13	10	11,0	15,8	8	9,0	13,8	28	26	14	13	5,0	4,5	10	17	0,068 / 0,070
I-13×10 / II-10×13	М22×1,5	М18×1,5	18	15	12	13,0	19,8	10	11,0	15,8	32	28	16	14	6,0	5,0	12	19	0,103 / 0,113
I-15×13 / II-13×15	М27×1,5	М22×1,5	21	18	14	15,0	24,8	12	13,0	19,8	36	32	18	16	8,0	6,0	16	22	0,238 / 0,175
I-20×15 / II-15×20	М33×2	М27×1,5	25	21	19	20,0	30,0	14	15,0	24,8	40	36	20	18	8,0	8,0	20	27	0,243 / 0,240
I-25×20 / II-20×25	М39×2	М33×2	30	25	24	25,0	35,0	19	20,0	30,0	48	40	22	20	9,0	8,0	25	32	0,366 / 0,345

[1] Исполнение и условные проходы $D_y \times D'_y$ — для исполнения I или $D'_y \times D_y$ для исполнения II.

[2] В числителе — для исполнения I, в знаменателе — для исполнения II.

Материал: сталь 35.

Пример обозначения тройника исполнения I с $D_y = 10$ *мм* $D'_y = 10$ *мм*:

Тройник I-10×8 МН 2340—61

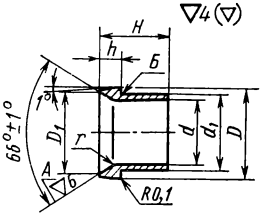
то же, исполнения II:

Тройник II-8×10 МН 2340—61

64. Ниппели

(по нормали машиностроения МН 2341—61)

Размеры в *мм*



Биение поверхности *А* относительно поверхности *Б* не более 0,05 *мм*

Шифр (проход условный соединения D_y)	D (отклонение по C_4)	D_1 (отклонение +0,2)	d (отклонение $+0{,}2$ $+0{,}015$)	d_1 (отклонение по X_4)	H (отклонение по B_7)	h (отклонение −0,1)	r (отклонение +0,3)	Масса 100 шт. в *кг*
2	6,5	4,5	3	4	7	2,5	1,0	0,080
3	8,5	6,5	4	5	8	3,0	1,0	0,134
4	10,5	8,5	6	7	9	3,0	1,0	0,184
6	12,0	10,5	8	9	11	3,0	1,0	0,270
8	14,0	12,5	10	11	12	3,0	1,5	0,360
10	16,0	14,5	12	13	14	4,5	1,5	0,870
13	20,0	16,5	14	16	16	5,0	1,5	1,010
15	24,0	21,0	16	18	18	6,0	1,5	1,660
20	30,0	27,0	22	25	20	7,0	2,0	2,250
25	36,0	33,0	28	31	22	8,0	2,0	3,010

Материал: сталь 35.

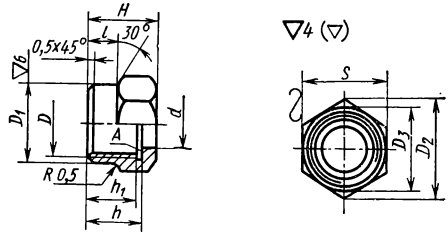
Пример обозначения ниппеля для соединения $D_y = 10$ *мм*:

Ниппель 10 МН 2341—61

65. Накидные гайки

(по нормали машиностроения МН 2343—61)

Размеры в *мм*



Шифр (резьба D)	D_1	D_2	d (отклонение по A_4)	H	h / h_1 Отклонение +0,2		l	$D_3 = S$	Масса в *кг*
М8×1	10	12,7	4	12	10	8	4	11	0,003
М10×1	12	13,8	5	13	11	9	4	12	0,006
М12×1	14	16,2	7	14	12	10	4	14	0,007
М14×1,5	16	19,6	9	15	12	10	4	17	0,012
М16×1,5	18	21,9	11	16	13	11	4	19	0,015
М18×1,5	21	25,4	13	18	14	12	6	22	0,024
М20×1,5	23	27,7	14	20	16	13	6	24	0,033
М22×1,5	26	31,2	16	22	18	15	8	27	0,046
М24×1,5	29	34,6	18	24	19	16	8	30	0,060
М27×1,5	31	36,9	18	24	19	16	8	32	0,063
М30×2	35	41,6	22	26	21	17	10	36	0,093
М33×2	40	47,3	22	28	22	18	10	41	0,121
М36×2	45	53,1	28	30	24	20	10	46	0,183
М39×2	45	53,1	26	32	26	22	10	46	0,189

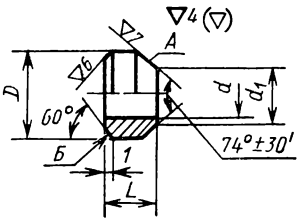
Пример обозначения гайки с резьбой М18×1,5:

Гайка М18×1,5 МН 2343—61

66. Уплотнительные кольца

(по нормали машиностроения МН 2344—61)

Размеры в *мм*



Шифр (проход условный D_y)	D (отклонение по C_4)	d	d_1	L	Масса 100 шт. в *кг*
2	6,5	2	2,5	6	0,115
3	8,5	3	3,5	7	0,220
4	10,5	4	5,0	8	0,232
6	11,8	6	7,0	9	0,495
8	13,8	8	9,0	10	0,682
10	15,8	10	11,0	11	0,910
13	19,8	12	13,0	11	1,110
15	24,8	14	15,0	12	2,260
20	30.0	19	20.0	14	2,890
25	36,0	24	25,0	16	5,840

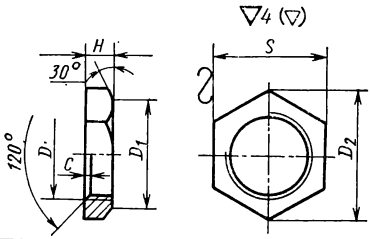
Материал: медь М3 или сталь 35.
Биение поверхности *А* относительно поверхности *Б* не более 0,05 *мм*.
Пример обозначения кольца $D_y = 10$ *мм*:

Кольцо 10 МН 2344—61

67. Гайки

(по нормали машиностроения МН 2415—61)

Размеры в *мм*



Шифр (резьба D)	D_1	D_2	H		Под ключ S	Масса в *кг*
М24×1,5	28,5	34,6	10	1,0	30	0,033
М27×1,5	30.5	36,9	12	1,0	32	0,035
М30×2	34,0	41,6	12	1,5	36	0,049
М33×2	39,0	47,3	13	1,5	41	0,051
М36×2	44,0	53,1	14	1,5	46	0,102
М39×2	44,0	53,1	14	1,5	46	0,103
М42×2	47,5	57,7	16	1,5	50	0,104
М52×2	57,0	69,3	18	1,5	60	0,141

Материал: сталь калиброванная шестигранник $\frac{\text{—5 ГОСТ 8560—67}}{\text{35 ГОСТ 1051—59}}$.

Пример обозначения гайки с резьбой М18×1,5:

Гайка М18×1,5 МН 2415—61

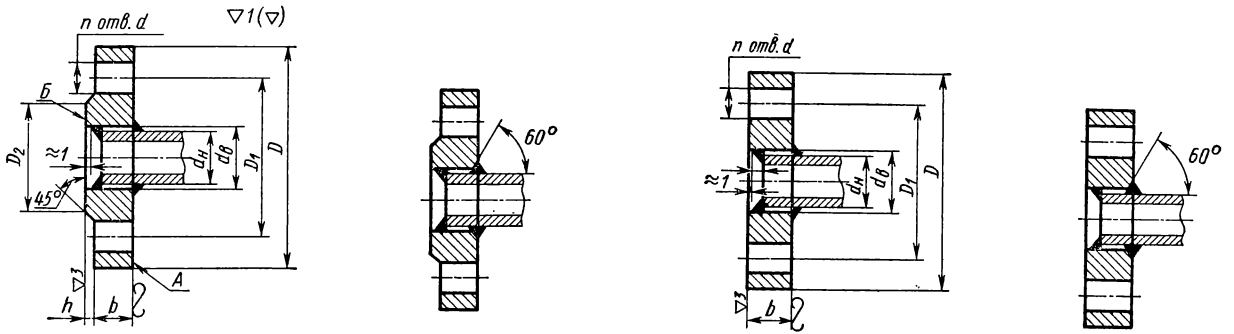
Стальные плоские приварные фланцы

Фланцы с соединительным выступом по ГОСТу 1255—67

Для $p_y = 1 \div 10$ кГ/см² Для $p_y = 16$ и 25 кГ/см² $n = 4$

Фланцы без выступа по ГОСТу 12827—67

Для $p_y = 1 \div 10$ кГ/см² Для $p_y = 16$ и 25 кГ/см²



68. Фланцы для $p_y = 1 \div 6$ кГ/см²

Размеры в *мм*

Проход условный	$d_н$	$d_в$	D	D_1	b для p_y		D_2	h	d	Диаметр резьбы болтов или шпилек	Масса в кг фланцев по ГОСТу			
											1255—67 для p_y		12827—67 для p_y	
					1; 2,5	6					1 и 2.5	6	1 и 2,5	6
10	14	15	75	50	8	10	35	2	12	10	0,25	0.31	0.24	0.30
15	18	19	80	55			40				0.29	0.33	0,27	0,32
20	25	26	90	65	10	12	50				0.45	0.53	0.42	0,51
25	32	33	100	75			60				0.55	0,64	0.51	0.62
32	38	39	120	90		13	70		14	12	0.79	1,01	0.75	0,97
40	45	46	130	100			80	3			0,95	1,21	0.86	1,12
50	57	59	140	110			90				1,04	1,33	0.95	1,23
65	76	78	160	130	11		110				1,39	1,63	1,27	1,50
80	89	91	185	150		15	128		18	16	1,84	2,44	1,67	2,28

69. Фланцы для $p_y = 10 \div 25$ *кГ/см²*

Размеры в *мм*

Проход условный	$d_н$	$d_в$	D	D_1	b для p_y			D_2	h	d	n	Диаметр резьбы болтов или шпилек	Масса в *кг*					
													Фланцы по ГОСТу					
													1255—67 для p_y			12827—67 для p_y		
					10	16	25						10	16	25	10	16	25
10	14	15	90	60	10	12	14	40	2	14	4*	12	0,46	0,54	0,63	0,44	0,52	0,61
15	18	19	95	65				45					0,51	0,61	0,70	0,49	0,58	0,68
20	25	26	105	75	12	14	16	58					0,74	0,86	0,98	0,71	0,83	0,94
25	32	33	115	85		16		68					0,89	1,17	1,17	0,84	1,12	1,12
32	38	39	135	100	14		18	78		18		16	1,40	1,58	1,77	1,33	1,52	1,71
40	45	46	145	110	15	17	19	88	3				1,71	1,96	2,18	1,63	1,85	2,06
50	57	59	160	125		19	21	102					2,06	2,58	2,71	1,93	2,44	2,70
65	76	78	180	145	17	21		122					2,80	3,42	3,22	2,62	3,24	3,07
80	89	91	195	160			23	138					3,19	3,71	4,06	2,98	3,68	3,86

* Для $p_y = 25$ *кГ/см²* и условного прохода 80 $n = 8$.

Пример обозначения стального плоского фланца с соединительным выступом с $D_y = 50$ *мм*, $p_y = 10$ *кГ/см²*:

Фланец 50-10 ГОСТ 1255—67

То же, фланца без выступа:

Фланец 50-10 ГОСТ 12827—67

Технические требования на фланцы. Материал фланцев — сталь ВСт 3 сп — по ГОСТу 380—71, болтов или шпилек — сталь 20 или 25, гаек — сталь 10 или 20.

Предельные отклонения: $d_в$ — по A_7, D_2 — по B_7, b — по 8-му классу точности со знаком ±; h при $h = 2$ *мм* — ±0,5 *мм*, при $h > 2$ *мм* — ±1,0 *мм*.

Торцовое биение поверхностей A и $Б$ — по XII степени точности ГОСТа 10356—63.

Фланцы предназначены для работы при температуре не более 300° С.

Во фланцевых соединениях применяют мягкие или металлические с мягкой набивкой прокладки.

Сварные швы выполняют электродами типа Э42 или Э42А.

Размер катета сварного шва и толщину стенки трубы определяют расчетом на прочность.

Дополнительные источники

Трубы бесшовные горячекатаные из нержавеющей стали — ГОСТ 9940—72.

Трубы бесшовные, холоднотянутые, холоднокатаные и теплокатаные из нержавеющей стали — ГОСТ 9941—72.

Трубы бесшовные особотонкостенные из коррозионностойкой (нержавеющей) стали — ГОСТ 10498—63.

Трубы катаные и тянутые из алюминия и алюминиевых сплавов — ГОСТ 18475—73.

Трубы прессованные из алюминия и алюминиевых сплавов — ГОСТ 18482—73.

Соединения трубопроводов по наружному конусу — ГОСТ 13954—68— ГОСТ 13977—68.

Соединения трубопроводов по внутреннему конусу — ГОСТ 16039—70 — ГОСТ 16078—70.

Соединения трубопроводов с врезающимся кольцом для гидравлики, пневмагики и смазки на $p_y = 400$ *кГ/см*^{2} — ГОСТ 15763—70 — ГОСТ 15804—70.

Скобы и хомуты для крепления трубопроводов — ГОСТ 16684—71 — ГОСТ 16693—71.

ГЛАВА X

УПЛОТНИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

УПЛОТНЕНИЯ НЕПОДВИЖНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Уплотнения для труб и резьбовых соединений

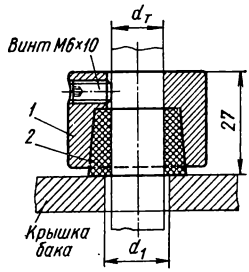
1. Материалы для прокладок

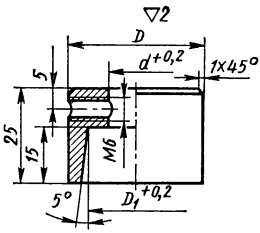
Материалы	Рабочая среда	Температура среды в °С	Рабочее давление среды в $кГ/см^2$
		не более	
Свинец	Кислоты	—	2
Резина сплошная	Вода, воздух, вакуум	30	3
Картон технический промасленный	Вода, нефть, масло	40	10
Паронит.	Воздух	60	50
Резина с парусиновой прослойкой	Вода, воздух	60	6
Полихлорвинил	Кислоты, бензин	60	40
Резина с металлической сеткой	Вода, воздух	90	10
Паронит ПОН	Бензин, керосин, масло	100	20
Полотно армированное	Вода, воздух	150	—
Медь.	Пар	250	35
Асбометаллические прокладки с медной оболочкой		250	35
Медь.	Вода	250	100
Алюминий	Пар	300	20
	Нефть, масло	300—400	30—60
Асбометаллические прокладки с никелевой оболочкой.	Пар	300	20
Паронит ПОН	Вода	200	50
ПОН	Водяной пар	450	50
Асбест.	Пар, горячие газы	450	1,5
Мягкая сталь.	Вода, пар	470	100

2. Уплотнение к трубам

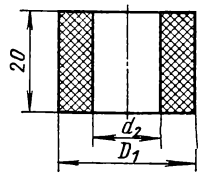
Размеры в *мм*

Втулка *1*





Сальник *2*



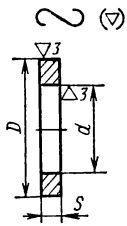
Условный проход трубы в дюймах по ГОСТу 3262—62	$d_т$	d_1	D	D_1	d	d_2
1/4	14	17	36	27	15	13,6
3/8	18	21	40	31	19	17,6
1/2	22	25	44	35	23	21,6
3/4	28	32	50	41	29	27,6
1	34	38	56	47	35	33,6
1 1/4	42	47	65	56	44	42,5
1 1/2	50	53	72	63	51	48,5
2	63	68	85	76	64	63

Материал: втулки — сталь 20, сальника — войлок технический.

3. Уплотнительные прокладки для резьбовых соединений

(по нормали машиностроения МН 3138—62)

Размеры в *мм*



В обозначении прокладки указываются буквы: из алюминия — Ал, из меди — М, из паронита — П, из картона — К, из фибры — Ф, из резины — Р.

Шифр прокладок	d (по A_7)	D (по C_5)		Шифр прокладок	d (по A_7)	D (по C_5)	
3×6×1	3,2	6,5	1,0	6×12×1	6,2	12,5	1,0
4×8×1	4,2	8,5		8×12×1	8,2		
5×8×1	5,2			8×14×1		14,5	
5×10×1		10,5		10×14×1	10,2		
6×10×1	6,2			10×16×1		16,5	

Продолжение табл. 3

Шифр прокладок	d (по A_7)	D (по C_5)		Шифр прокладок	d (по A_7)	D (по C_5)	
12×16×1,5	12,2	16,5	1,5	34×40×2	34,3	40,7	2,0 *
12×18×1,5		18,5		34×42×2		42,7	
14×18×1,5	14,2			36×42×2	36,3		
14×20×1,5		20,5		36×45×2		45,7	
16×20×1,5	16,2			38×45×2	38,3		
16×22×1,5		22,5		38×46×2		46,7	
18×24×1,5	18,2	24,7		40×48×2	40,3	48,7	
20×26×1,5	20,2	26,7		40×51×2		51	
20×28×1,5		28,7		42×51×2	42,3		
22×28×1,5	22,2			42×53×2		53	
22×30×1,5		30,7		45×53×2	45,3		
24×30×2	24,3		2,0 *	45×55×2		55	
24×32×2		32,7		48×57×2	48,3	57	
26×32×2	26,3			48×59×2		59	
26×34×2		34,7		50×61×2	50,5	61	
28×34×2	28,3			50×64×2		64	
28×36×2		36,7		52×64×2,5	52,5		
30×36×2	30,3			52×66×2,5		66	2,5 **
30×38×2		38,7		56×66×2,5	56,5		
32×38×2	32,3			60×69×2,5	60,5	69	
32×40×2		40,7		60×71×2,5		71	

* Для фибры $s = 2{,}1$ *мм*.
** Для фибры $s = 2{,}4$ *мм*; для паронита $s = 3{,}0$ *мм*.

Пример обозначения уплотнительной прокладки с $d = 10{,}2$; $D = 14{,}5$, из алюминия:

Прокладка Ал. 10×14×1 МН 3138—62

то же, из меди:

Прокладка М10×14×1 МН 3138—62

Резиновые кольца круглого сечения для уплотнения гидравлических и пневматических устройств

(по ГОСТу 9833—61)

Кольца (табл. 4) предназначены для уплотнения деталей диаметром до 400 *мм* подвижных и неподвижных соединений:

а) в гидравлических устройствах с возвратно-поступательным перемещением со скоростью до 0,3 *м/сек*, работающих в минеральных маслах, жидком топливе, эмульсиях, в пресной и морской воде, в диапазоне температур от минус 50 до плюс 100° С при давлении до 100 *кГ/см*^{2}, а с применением защитных шайб до 200 *кГ/см*^{2};

б) в пневматических устройствах при давлении до 6 *кГ/см*^{2} и скорости перемещения до 0,5 *м/сек* и смазке трущихся поверхностей.

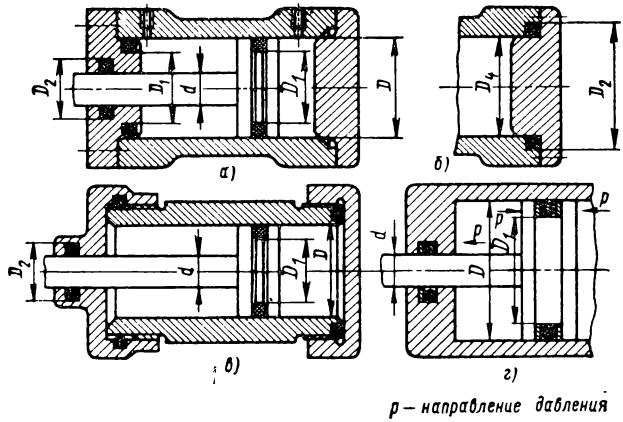


Рис. 1

Кольца, предназначенные для работы при давлении до 10 *кГ/см*^{2} и с защитными шайбами до 100 *кГ/см*^{2} в диапазоне температур от минус 30 до плюс 100° С, должны изготовляться из резины группы 1 (табл. 5), а кольца, предназначенные для работы при давлении до 100 *кГ/см*^{2} и с защитными шайбами до 200 *кГ/см*^{2} в диапазоне температур от минус 50, минус 45, минус 40 до плюс 100° С, соответственно из резины групп 2, 3, 4.

Поверхность колец должна быть гладкой, без заусенцев, раковин, трещин, пузырей и посторонних включений.

Облой должен быть удален, при этом выступы облоя не должны быть более 0,1 *мм* на сторону. Утолщение колец в плоскости, перпендикулярной к разъему пресс-формы, не должно быть более 0,15 *мм* сверх установленных допусков на сечение колец.

Отклонения от геометрической формы сечения колец (смещение по плоскости разъема пресс-формы и др.) не должны выходить за пределы допускаемых отклонений по диаметру сечения кольца и должны быть не более 0,2 *мм*.

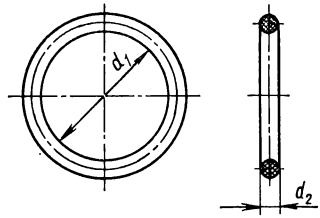
Рекомендации по применению колец и защитных шайб. 1. Установка колец (примеры применения) показана на рис. 1, *а—г*.

2. Допускаемые отклонения уплотняемых диаметров отверстий и валов в зависимости от величины давления и вида соединения приведены в табл. 6.

3. При установке резиновые кольца следует предохранять от перекосов и механических повреждений. В уплотнение не должны попадать абразивные материалы и продукты коррозии.

4. Шероховатость рабочих поверхностей цилиндров и штоков, уплотняемых резиновыми кольцами, — не ниже ▽ 10. Шероховатость поверхностей, сопряженных с рабочими поверхностями, — не ниже ▽ 7.

4. Размеры в *мм* уплотнительных колец



Кольца нормального сечения для подвижных и неподвижных соединений

Диаметр уплотняемого		d_1		d_2		
					Группа точности	
цилиндра D	штока d	Номин.	Доп. откл.	Номин.	1 — для подвижных соединений	2 — для неподвижных соединений
10	6	5,6	±0,2	2,4	±0,1	+0,2 −0,1
—	7	6,6				
12	8	7,6				
—	9	8,6				
14	10	9,6	±0,3			
16	12	11,5				
18	14	13,5				
20	16	15,5				
22	18	17,5				
25	20	19,5		3,0	+0,2 −0,1	+0,3 −0,1
28	22	21,2	±0,4	3,6		
30	—	23,2				
32	25	24,2		4,1		
35	28	27,2				
38	30	29,2		4,7		
40	32	31,2				
42	35	34,2		4,1		
45	38	37,2				
48	40	38,8	±0,6	4,7		
50	42	40,8				
52	45	43,8		4,1		
55	48	46,8	±0,8	4,7		
—	60	58,5				
—	75	73,5				
60	50	48,5		5,8	+0,3 −0,1	+0,4 −0,1
65	55	53,5				
70	60	58,5				
75	65	63,5				
80	70	68,5				
85	75	73,5				
90	80	78,5				
95	85	83,5				
100	90	88,5				
105	95	92,5	±1,0			
110	100	97,5				
—	105	102,5				
120	110	107,5				
125	—	112,5				
130	120	117,5				
—	125	122,5				
140	130	127,5				
150	140	137,5				

Продолжение табл. 4

Диаметр уплотняемого		d_1		d_2		
					Группа точности	
цилиндра D	штока d	Номин.	Доп. откл.	Номин.	1 — для подвижных соединений	2 — для неподвижных соединений
160	150	146,5	±1,2	5,8	+0,3 −0,1	+0,4 −0,1
170	160	156,5				
180	170	166,5				
190	180	176,5				
200	—	180,0	±1,5	8,6	+0,4 −0,1	+0,5 −0,1
—	190	185,0				
210	—	190,0				
—	200	195,0				
220	—	200,0				
—	210	205,0				
—	220	215,0	±2,0			
240	—	220,0				
250	—	230,0				
—	240	235,0				
260	—	239,0	±2,5			
—	250	244,0				
—	260	254,0				
280	—	259,0				
—	280	274,0				
300	—	279,0				

Кольца уменьшенного сечения для неподвижных соединений

Диаметр уплотняемого		d_1		d_2	
цилиндра D	штока d	Номин.	Доп. откл.	Номин.	Доп. откл.
30	25	24,2	±0,4	3,3	+0,3 −0,1
32	—	26,2			
—	28	27,2			
35	30	29,2			
—	32	31,2			
38	—	32,2			
40	35	34,2			
42	—	36,2			
—	38	37,2			
45	40	38,8	±0,6		
—	42	40,8			
48	—	41,8			
50	45	43,8			
52	—	45,8			
—	48	46,8			
55	50	48,5	±0,8		
—	52	50,5			
60	55	53,5			
65	60	58,5			
70	65	63,5			
75	70	68,5			
80	75	73,5			
85	80	78,5			
90	85	83,5			
95	90	88,5			
100	95	92,5			
105	100	97,5			

Продолжение табл. 4

Диаметр уплотняемого		d_1		d_2	
цилиндра D	штока d	Номин.	Доп. откл.	Номин.	Доп. откл.
110	105	102,5			
—	110	107,5			
120	—	112,5			
125	120	117,5	±1,0		
130	125	122,5			
—	130	127,5			+0,3
140	—	132,5		3,3	−0,1
—	140	137,5			
	—				
150		141,5			
—	150	146,5			
160	—	151,5			
—	160	156,5	±1,2		
170	—	161,5			
—	170	166,5			
180	—	171,5			
—	180	176,5			
190	—	180,0			
—	190	185,0			
200	—	190,0	±1,5		
210	200	195,0			
220	210	205,0			
—	220	215,0			
240	—	225,0	±2,0		
250	240	235,0			
260	250	244,0			
—	260	254,0		6,2	+0,4
280	—	264,0	±2,5		−0,1
—	280	274,0			
300	—	284,0			

ГОСТ 9833—61 предусматривает также $D=320\div400$ *мм* для колец нормального и уменьшенного и $D=5\div9$ *мм* для колец нормального сечения.

Примеры обозначений:

а) кольца нормального сечения группы точности 1 для уплотнения цилиндра $D=60$ *мм* или штока $d=50$ *мм* из резины группы 1:

Кольцо Н1-60×50-1 ГОСТ 9833—61

б) кольца нормального сечения группы точности 1 для уплотнения цилиндра $D=125$ *мм* из резины группы 2:

Кольцо Н1-125×0-2 ГОСТ 9833—61

в) кольца нормального сечения группы точности 2 для уплотнения штока $d=125$ *мм* из резины группы 2:

Кольцо Н2-0×125-2 ГОСТ 9833—61

г) кольца уменьшенного сечения для уплотнения цилиндра $D=60$ *мм* или штока $d=55$ *мм* из резины группы 2:

Кольцо У-60×55-2 ГОСТ 9833—61

В условном обозначении цифру 0 ставят вместо диаметра цилиндра или штока, которые данным кольцом не уплотняются.

5. Физико-механические показатели резины колец

Показатели	Группы резины			
	1	2	3	4
Предел прочности при разрыве в *кГ/см²*, не менее	100	100	90	120
Относительное удлинение при разрыве в %, не менее	300	160	150	140
Остаточное удлинение после разрыва в %, не более	15	8	10	8
Температура хрупкости при замораживании в °С, не выше	−30	−50	−45	−40
Коэффициент старения по относительному удлинению при температуре 70° С в течение 144 *ч*, не менее	0,8	0,7	0,6	0,6

Продолжение табл. 5

Показатели	Группы резины			
	1	2	3	4
Изменение веса при испытании на набухание в течение 24 ч в %, не более;				
в объемной смеси 75% бензина «Галоша» (ГОСТ 443—56) и 25% бензола (ГОСТ 8448—61) при температуре 20±5° С	+35	+35	+15	+35
в топливе Т-1 (ГОСТ 10227—62) при температуре 20±5° С	+7	+15	+5	+15
в масле АМГ-10 (ГОСТ 6794—53) при температуре 70±2° С	+10	+8 −1	−8	+10 −1
Изменение объема при испытании на набухание в масле АМГ-10 в течение 24 ч при температуре 70±2° С в %	+8	+14	−8	+14
Твердость по ТМ-2 в условных единицах, не менее	55—70	70—77	70—85	77—85
Удельная остаточная деформация при испытании на старение в %:				
в масле АМГ-10 в течение 70 ч при температуре 100° С, не более	45	65	80	60
в воздухе в течение 22 ч при температуре 70° С, не более	25	25	25	25
Удельная восстанавливаемость при испытании на морозостойкость в %, не менее	5	15	10	10

6. Допускаемые отклонения уплотняемых диаметров

Уплотняемые диаметры в *мм*	Давление в *кГ/см²*											
	До 50				Св. 50 до 100				Св. 100 до 200			
	Допускаемые отклонения для соединений											
	подвижных		неподвижных		подвижных		неподвижных		подвижных		неподвижных	
	отверстия	вала	отверстия	вала	отверстия	вала	отверстия	вала	отверстия	вала	отверстия	вала
Св. 6 до 10	A_3	X_3	X_{3a}	X_3	A_3	X_3	A_{3a}	X_3	A_3	X_3	A_{3a}	X_3
» 10 » 18												
» 18 » 30												
30 50						X				X		
50 80												
80 120		X	A_3				A_{3a}	X_3	A		A_3	X
120 180						$Д$	A_3	C_3		$Д$		
180 400		$Д$		C_3	A							C_3

Для неподвижных соединений шероховатость рабочих поверхностей — не ниже ∇ 7. Шероховатость поверхности канавки для посадки кольца — не ниже ∇ 6.

6. Забоины, царапины, риски и другие механические повреждения на этих поверхностях не допускаются.

5. Рабочие поверхности цилиндров и штоков после обработки полируют неабразивным материалом.

6. Чтобы повысить долговечность работы резиновых колец, следует применять для стальных цилиндров и штоков твердое хромирование, для дюралевых — хромовокислое анодирование или другие методы поверхностного упрочнения.

7. Форма и размеры канавок под кольца:

а) для неподвижных соединений:

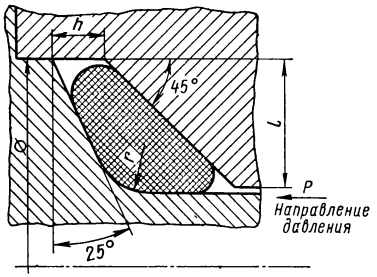
радиальных — в табл. 8 и 10, торцовых — в табл. 9, со скосом — в табл. 7;

б) для подвижных соединений — в табл. 10.

8. В подвижных и пульсирующих соединениях для колец из резины группы 1

7. Канавки со скосом под кольца для неподвижных соединений

Размеры в *мм*



Диаметр сечения кольца d	l		h		
	Номин.	Доп. откл.	Номин.	Доп. откл.	
2,4	3,4	+0,08	1,1	+0,08	1,4
3,0	4,3		1,4		1,7
3,3	4,8		1,4		1,8
6,2	7,5		4,0		3,3

при давлении $p = 10$ *кГ/см*^{2} и выше для колец из резины группы 2 при давлении $p = 100$ *кГ/см*^{2} и выше кольца следует предохранять от выдавливания в уплотняемый зазор защитными шайбами, устанавливаемыми со стороны, противоположной направлению давления, а при двустороннем давлении — с обеих сторон кольца.

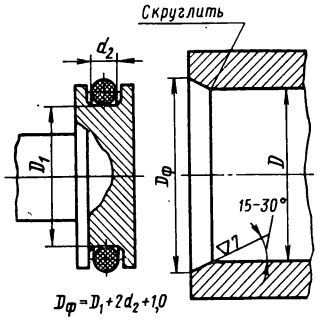


Рис. 2

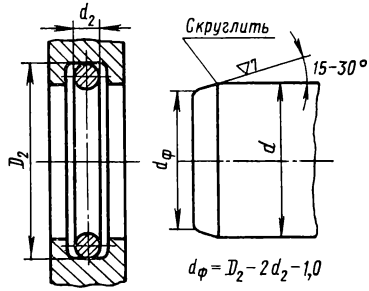


Рис. 3

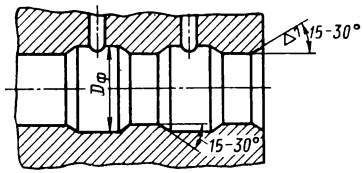


Рис. 4

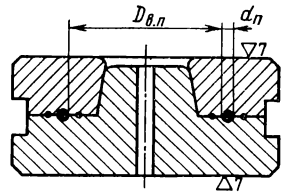


Рис. 5

В соединениях с радиальными зазорами менее 0,02 *мм* могут быть применены кольца без защитных шайб. В особо ответственных случаях допускается применение двух или трех колец.

9. Размеры монтажных фасок для цилиндра приведены на рис. 2, а для штока — на рис. 3.

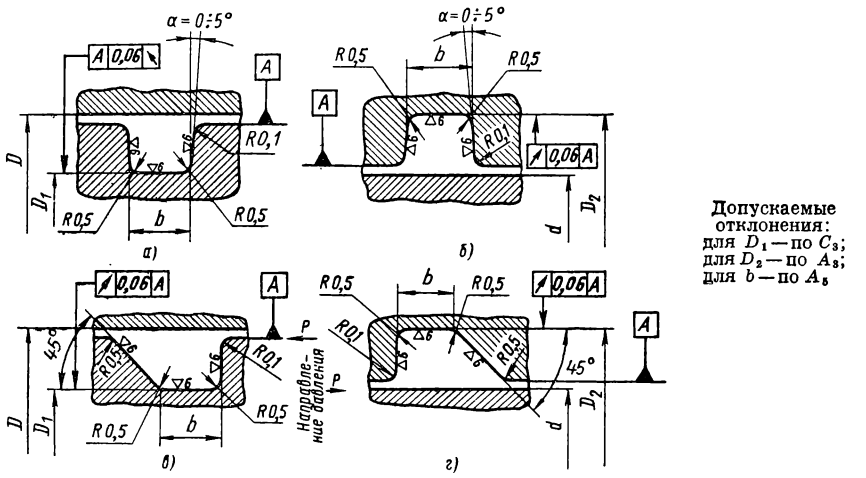
10. Если в процессе сборки уплотнительное кольцо проходит по отверстию, то во избежание его среза делают кольцевые проточки (рис. 4). Если невозможно выполнить кольцевые проточки, то притупляют острые кромки.

11. Форма и размеры защитных шайб приведены в табл. 11.

Пресс-формы для уплотнительных колец (рис. 5). Резина дает усадку после вулканизации. Поэтому внутренний диаметр кольца пресс-формы $D_{в.п} = D_{в.к} + (0{,}015 \div 0{,}02)\, D_{в.к}$, где $D_{в.к}$ — внутренний диаметр кольца. Диаметр $d_п$ в пресс-форме принимают равным наибольшему диаметру d кольца.

8. Канавки под кольца уменьшенного сечения для неподвижных радиальных соединений

Размеры в *мм*

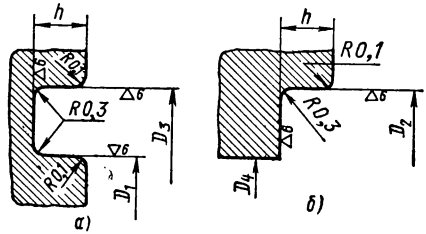


Допускаемые отклонения:
для D_1 — по C_3;
для D_2 — по A_3;
для b — по A_5

Диаметр уплотняемого		D_1	D_2	b	Диаметр уплотняемого		D_1	D_2	b
цилиндра D	штока d				цилиндра D	штока d			
30	25	25	30		—	110	—	115	
32	—	27	—		120	—	115	—	
—	28	—	33		125	120	120	125	
35	30	30	35		130	125	125	130	
—	32	—	37		—	130	—	135	
38	—	33	—		140	—	135	—	
40	35	35	40		—	140	—	145	
42	—	37	—		150	—	145	—	
—	38	—	43		—	150	—	155	4,7
45	40	40	45		160	—	155	—	
—	42	—	47		—	160	—	165	
48	—	43	—		170	—	165	—	
50	45	45	50		—	170	—	175	
52	—	47	—		180	—	175	—	
—	48	—	53	4,7	—	180	—	185	
55	50	50	55		190	—	185	—	
—	52	—	57		—	190	—	195	
60	55	55	60		200	—	195	—	
65	60	60	65		210	200	200	210	
70	65	65	70		220	210	210	220	
75	70	70	75		—	220	—	230	
80	75	75	80		240	—	230	—	
85	80	80	85		250	240	240	250	7,8
90	85	85	90		260	250	250	260	
95	90	90	95		—	260	—	270	
100	95	95	100		280	—	270	—	
105	100	100	105		—	280	—	290	
110	105	105	110		300	—	290	—	

9. Канавки под кольца для неподвижных торцовых соединений

Размеры в *мм*



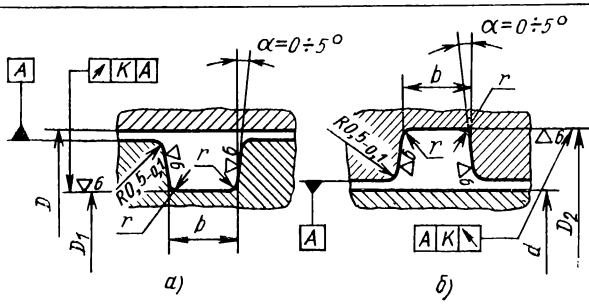
Обозначение кольца $D \times d$	D_1	D_2	D_3	D_4	h	Обозначение кольца $D \times d$	D_1	D_2	D_3	D_4	h
10×6	6	10	13	3		85×80	80	85	89	76	
—×7	7	—	14	—		90×85	85	90	94	81	
12×8	8	12	15	5		95×90	90	95	99	86	
—×9	9	—	16	—		100×95	95	100	104	91	
14×10	10	14	17	7	1,9	105×100	100	105	109	96	
16×12	12	16	19	9		110×105	105	110	114	101	
18×14	14	18	21	11		—×110	110	—	119	—	
20×16	16	20	23	13		120×—	—	120	—	111	
22×18	18	22	25	15		125×120	120	125	129	116	
						130×125	125	130	134	121	
25×20	20	25	29	16	2,4	—×130	130	—	139	—	
						140×—	—	140	—	131	
28×22	22	28	32	18	2,9	—×140	140	—	149	—	2,6
						150×—	—	150	—	141	
30×25	25	30	34	21		—×150	150	—	159	—	
32×—	—	32	—	23		160×—	—	160	—	151	
—×28	28	—	37	—		—×160	160	—	169	—	
35×30	30	35	39	26		170×—	—	170	—	161	
—×32	32	—	41	—		—×170	170	—	179	—	
38×—	—	38	—	29		180×—	—	180	—	171	
40×35	35	40	44	31		—×180	180	—	189	—	
42×—	—	42	—	33		190×—	—	190	—	181	
—×38	38	—	47	—		—×190	190	—	199	—	
45×40	40	45	49	36		200×—	—	200	—	191	
—×42	42	—	51	—	2,6						
48×—	—	48	—	39		210×200	200	210	216	194	
50×45	45	50	54	41		220×210	210	220	226	204	
52×—	—	52	—	43		—×220	220	—	236	—	
—×48	48	—	57	—		240×—	—	240	—	224	
55×50	50	55	59	46		250×240	240	250	256	234	5,2
—×52	52	—	61	—		260×250	250	260	266	244	
60×55	55	60	64	51		—×260	260	—	276	—	
65×60	60	65	69	56		280×—	—	280	—	264	
70×65	65	70	74	61		—×280	280	—	296	—	
75×70	70	75	79	66		300×—	—	300	—	284	
80×75	75	80	84	71							

Допускаемые отклонения: для D_1 — по C_4; для D_2 и D_3 — по A_4; для D_4 — по A_5; для h $\pm 0{,}1$ *мм*.

10. Канавки под кольца для подвижных и неподвижных радиальных соединений

Для канавок с защитными шайбами $d=0$

Размеры в *мм*



Допускаемые отклонения: для D_1 — по C_3; для D_2 — по A_3; для b — по A_5.

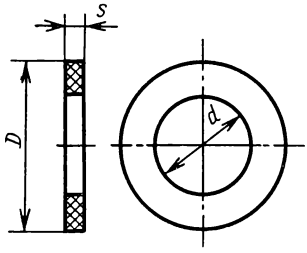
Диаметр		Диаметр канавок для соединения				Ширина канавки b			Радиус r	Биение K
		подвижных		неподвижных		без защитной шайбы	с защитной шайбой			
цилиндра D	штока d	D_1	D_2	D_1	D_2		с одной	с двумя		
10	6	6	10	6,3	9,7	3,5	5,0	6,5	0,3	0,04
—	7	—	11	—	10,7					
12	8	8	12	8,3	11,7					
—	9	—	13	—	12,7					
14	10	10	14	10,3	13,7					
16	12	12	16	12,3	15,7					
18	14	14	18	14,3	17,7					
20	16	16	20	16,3	19,7					
22	18	18	22	18,3	21,7	4,5	6,0	7,5		
25	20	20	25	20,3	24,7					
28	22	22	28	22,3	27,7	5,0	6,5	8,0		
30	—	24	—	24,3	—					
32	25	25	32	25,5	31,5	5,5	7,0	8,5		
35	28	28	35	28,5	34,5					
38	30	30	38	30,5	37,5	6,0	7,5	9,0		0,06
40	32	32	40	32,5	39,5					
42	35	35	42	35,5	41,5	5,5	7,0	8,5	0,5	
45	38	38	45	38,5	44,5					
48	40	40	48	40,5	47,5	6,0	7,5	9,0		
50	42	42	50	42,5	49,5					
52	45	45	52	45,5	51,5	5,5	7,0	8,5		
55	48	48	55	48,5	54,5					
60	50	50	60	50,6	59,4	7,5	9,5	11,5		
65	55	55	65	55,6	64,4					
—	60	60	68	60,5	67,5	6	7,5	9		
70	60	60	70	60,6	69,4	7,5	9,5	11,5		
75	65	65	75	65,6	74,4					
80	70	70	80	70,6	79,4					
—	75	75	83	75,5	82,5	6	7,5	9		

Продолжение табл. 10

Диаметр		Диаметр канавок для соединения				Ширина головки b			Радиус r	Биение K
		подвижных		неподвижных		без защитной шайбы	с защитной шайбой			
цилиндра D	штока d	D_1	D_2	D_1	D_2		с одной	с двумя		
85	75	75	85	75,6	84,4	7,5	9,5	11,5	0,5	0,06
90	80	80	90	80,6	89,4					
95	85	85	95	85,6	94,4					
100	90	90	100	90,6	99,4					
105	95	95	105	95,6	104,4					
110	100	100	110	100,6	109,4					
—	105	—	115	—	114,4					
120	110	110	120	110,6	119,4					
125	—	115	—	115,6	—					
130	120	120	130	120,6	129,4					
—	125	—	135	—	134,4					
140	130	130	140	130,6	139,4					
150	140	140	150	140,6	149,4					
160	150	150	160	150,6	159,4					
170	160	160	170	160,6	169,4					
180	170	170	180	170,6	179,4					
190	180	180	190	180,6	189,4					
200	—	185	—	185,6	—	10,5	13,5	16,5		0,07
—	190	—	205	—	204,2					
210	—	195	—	195,8	—					
—	200	—	215	—	214,2					
220	—	205	—	205,8	—					
—	210	—	225	—	224,2					
—	220	—	235	—	234,2					
240	—	225	—	225,8	—					
250	—	235	—	235,8	—					
—	240	—	255	—	254,2					
260	—	245	—	245,8	—					
—	250	—	265	—	264,2					
—	260	—	275	—	274,2					
280	—	265	—	265,8	—					
—	280	—	295	—	294,2					
300	—	285	—	285,8	—					

11. Форма и размеры защитных шайб

Размеры в *мм*



Допускаемые отклонения: для D — по A_3; для d — по C_3, для s — по C_5.

Номинальные размеры шайб D и d соответствуют диаметрам цилиндров и штоков.

Допускаемые отклонения по A_3 и C_3 для диаметров D и d даны на инструмент для изготовления шайб.

Поверхность шайб должна быть ровной, без царапин, задиров и заусенцев.

Обозначение $D \times d$	D	d		Обозначение $D \times d$	D	d	
10×6	10	6	1,5	18×14	18	14	1,5
—×7	11	7		20×16	20	16	
12×8	12	8		22×18	22	18	
—×9	13	9		25×20	25	20	
14×10	14	10		28×22	28	22	
16×12	16	12		30×—	30	24	

Продолжение табл. 11

Обозначение $D \times d$	D	d		Обозначение $D \times d$	D	d	
32×35	32	25		130×120	130	120	
35×28	35	28		—×125	135	125	
38×30	38	30		140×130	140	130	
40×32	40	32		150×140	150	140	2
42×35	42	35	1,5	160×150	160	150	
45×38	45	38		170×160	170	160	
48×40	48	40		180×170	180	170	
50×42	50	42		190×180	190	180	
52×45	52	45		200×—	200	185	
55×48	55	48		—×190	205	190	
60×50	60	50		210×—	210	195	
65×55	65	55		—×200	215	200	
70×60	70	60		220×—	220	205	
75×65	75	65		—×210	225	210	
80×70	80	70		—×220	235	220	
85×75	85	75		240×—	240	225	
90×80	90	80		250×—	250	235	3
95×85	95	85	2	—×240	255	240	
100×90	100	90		260×—	260	245	
105×95	105	95		—×250	265	250	
110×100	110	100		—×260	275	260	
—×105	115	105		280×—	280	265	
120×110	120	110		—×280	295	280	
125×—	125	115		300×—	300	285	

Материал: фторопласт-4, марка Н или кожа техническая группы 9б—по ГОСТу 1898—48.

УПЛОТНЕНИЯ ПОДВИЖНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Тип уплотнения подвижных соединений (табл. 12) определяется скоростью и направлением относительного перемещения уплотняемых деталей, видом, температурой и давлением уплотняемой среды, состоянием окружающей среды, допускаемой утечкой жидкости и газа.

Сальниковые войлочные кольца

Сальниковые кольца (табл. 13) из грубошерстного войлока, изготовляемого по ГОСТу 6418—67, и полугрубошерстного — по ГОСТу 6308—61, предназначены для уплотнения валов, работающих при окружной скорости не более 2 *м/сек*, и тонкошерстного войлока по ГОСТу 288—72 — для уплотнения валов, работающих при окружной скорости не более 5 *м/сек*.

Сальниковые уплотнения не рекомендуется применять:

а) в ответственных конструкциях и в в условиях повышенной загрязненности окружающей среды;

б) при избыточном давлении с одной из сторон кольца;

в) при температуре свыше 90° С.

12. Ориентировочный выбор уплотнения для валов

Окружающая среда	Смазка	Окружная скорость в *м/сек*	Тип уплотнительных устройств
Чистая и сухая	Консистентная	До 5	Проточки, лабиринты, войлочные кольца
	Жидкая	Св. 5	Проточки, лабиринты, маслоотражательные устройства
Загрязненная	Консистентная	До 5	Войлочные кольца
	Жидкая		Войлочные кольца в комбинации с проточками и лабиринтами
	Консистентная и жидкая	До 8	Резиновые манжеты
Сильно загрязненная и влажная	Консистентная	До 5	Лабиринты
	Консистентная и жидкая	От 5 до 9	Сложные лабиринты, кожаные уплотнения
	Жидкая	Любые скорости	Сложные лабиринты комбинированного типа

Применение сальниковых колец. 1. При работе сальниковых колец в среде, вызывающей повышенный износ вала, рекомендуется устанавливать на вал защитные втулки (рис. 6).

2. При установке в поджимные сальники кольца можно сдваивать (рис. 7).

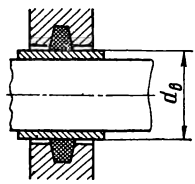


Рис. 6

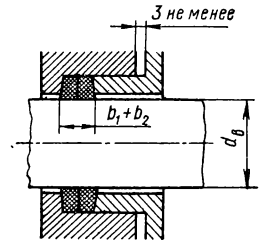


Рис. 7

3. При работе в сильно загрязненной, пыльной и влажной среде рекомендуется применять сальниковые войлочные кольца в сочетании с канавочными уплотнениями (рис. 8), с лабиринтными уплотнениями (рис. 9) или с лабиринтно-канавочными уплотнениями (рис. 10).

Технические требования к сопрягаемым деталям. Твердость шейки вала под кольцом рекомендуется не менее *HRC* 45.

Биение шейки вала $d_в$ под кольцом при вращении в подшипниках должно быть при окружной скорости:

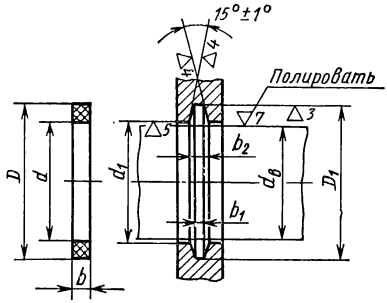
до 4 *м/сек* — не более 0,1 *мм*;

св. 4 » » » 0,06 »

При установке войлочных уплотнений на валах, расположенных вертикально, и в сырых помещениях рекомендуется уплотнение защищать фасонным диском, как показано на рис. 11.

13. Форма и размеры сальниковых колец и канавок для них

Размеры в *мм*



По нормали МН 180-61 предусматриваются кольца и канавки до $d_в = 240$ *мм*.

Перед установкой кольца рекомендуется пропитывать разогретой смесью из универсальной среднеплавкой смазки (85%) и чешуйчатого графита (15%)

Диаметр вала $d_в$	Кольцо			Канавка				Диаметр вала $d_в$	Кольцо			Канавка			
	d	D	b	D_1	d_1	b_1	b_2		d	D	b	D_1	d_1	b_1	b_2
10	9	18	2,5	19	11			40	39	52	5,0	53	41		
12	11	20	2,5	21	13	2	3,0	42	41	54	5,0	55	43	4	5,5
14	13	22	2,5	23	15			45	44	57	5,0	58	46		
15	14	23	2,5	24	16			48	47	60	5,0	61	49		
16	15	26	3,5	27	17			50	49	66	6,0	67	51		
17	16	27	3,5	28	18			52	51	68	6,0	69	53		
18	17	28	3,5	29	19	3	4,3	55	54	71	6,0	72	56		
20	19	30	3,5	31	21			58	57	74	6,0	75	59	5	7,1
22	21	32	3,5	33	23			60	59	76	6,0	77	61		
								65	64	81	6,0	82	66		
25	24	37	5,0	38	26										
28	27	40	5,0	41	29			70	69	88	7,0	89	71		
30	29	42	5,0	43	31			75	74	93	7,0	94	76		
32	31	44	5,0	45	33	4	5,5	80	79	98	7,0	99	81	6	8,3
35	34	47	5,0	48	36			85	84	103	7,0	104	86		
36	35	48	5,0	49	37										
38	37	50	5,0	51	39			90	89	110	8,5	111	91	7	9,6
								95	94	115	8,5	116	96		
								100	99	124	9,5	125	101	8	11,1

ГОСТы предусматривают $d_в$ до 155 *мм*.

Пример обозначения кольца сальникового из грубошерстного войлока $D = 52$, $d = 39$ *мм* и $b = 5{,}0$ *мм* (для уплотнения $d_в = 40$ *мм*):

$$\text{Кольцо СГ } 52\text{-}39\text{-}5 \; \frac{\text{ГОСТ } 6418\text{—}67}{\text{МН } 180\text{—}61}$$

то же, из полугрубошерстного войлока:

$$\text{Кольцо СП } 52\text{-}39\text{-}5 \; \frac{\text{ГОСТ } 6308\text{—}71}{\text{МН } 180\text{—}61}$$

то же, из тонкошерстного войлока:

$$\text{Кольцо СТ } 52\text{-}39\text{-}5 \; \frac{\text{ГОСТ } 288\text{—}72}{\text{МН } 180\text{—}61}$$

При расположении подшипника с консистентной смазкой применяют одно или, лучше, два кольца.

Для отвода излишка масла, впитавшегося в уплотнение, в нижней части проточки предусматривают канавку с выходом в резервуар, как показано на рис. 12.

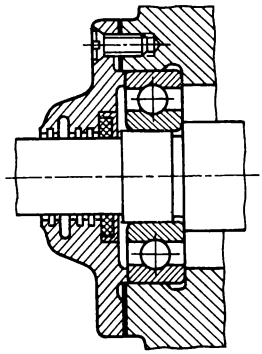


Рис. 8

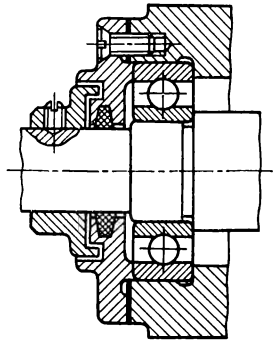


Рис. 9

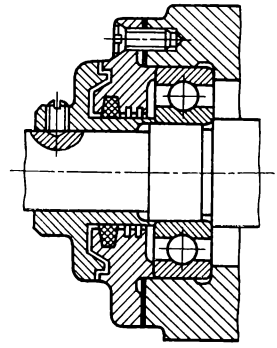


Рис. 10

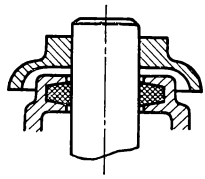


Рис. 11

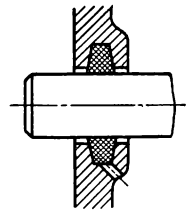


Рис. 12

Канавочные уплотнения

Щели концентричных проточек заполняют консистентной смазкой. Образуемый затвор препятствует вытеканию масла и ограничивает проникновение посторонних веществ извне. Применять канавочные уплотнения (табл. 14) рекомендуется для узлов, работающих в сравнительно чистой окружающей среде. Канавки очень полезны в комбинации с другими типами уплотнения. Для лучшего удержания смазки канавки делают в крышке и на валу.

Маслоотка чивающие канавки

Уплотнение при помощи спиральных маслоотка чивающих канавок (табл. 15) не обладает герметичностью, но препятствует вытеканию наружу масла, принудительно прогоняет его в нужном направлении. Такое уплотнение применяют при больших числах оборотов вала или втулки с постоянным направлением вращения и при незначительном количестве подаваемого масла.

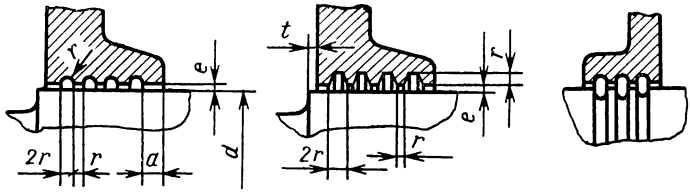
Направление канавок зависит от направления вращения вала. Если вал вращается по часовой стрелке, то направление канавок на валу будет правое, а на втулке — левое. Если вал вращается против часовой стрелки, направление канавок будет противоположным: на валу — левое, на втулке — правое.

Направление вращения вала определяют, смотря на него со стороны масляной ванны.

Лабиринтные уплотнения

Уплотняющее действие лабиринтного устройства основано на создании малого зазора сложной извилистой формы между вращающимися и неподвижными деталями узла. Зазор заполняют консистентной или жидкой смазкой. Лаби-

14. Основные размеры канавочных уплотнений в *мм*



Диаметр вала d			t	a	Число канавок (минимальное)	Диаметр вала d	e		t	a	Число канавок (минимальное)
10						50					
15						55					
20						60					
25						65	0,3	2	2		
30	0,2	1,5	1,5	5	3	70				5	4
35						75					
40						80					
45						85					
						90					
						95	0,4	2	2,2		
						100					
						110				7	5

ринтные уплотнения (табл. 16) имеют значительные преимущества перед фетровыми и манжетными: малое внутреннее трение смазки, неизнашиваемость деталей, простота в эксплуатации, неограниченность окружных скоростей вала (но при больших скоростях может быть выбрасывание смазки из зазоров).

Недостаток уплотнения — сложность конструкции и необходимость тщательного монтажа с целью сохранения заданных зазоров.

Лабиринтные уплотнения применяют для защиты от вытекания смазки и попадания в нее влаги и грязи из внешней среды, чаще в комбинации с другими типами уплотнений. Больше двух канавок делают при особо высоких требованиях защиты и тяжелых условиях эксплуатации.

Защитные шайбы

На рис. 13 изображена неподвижная защитная шайба, ее уплотняющее действие незначительно. Шайбу применяют в узлах, работающих на консистентных смазках при окружной скорости не более 5 *м/сек*.

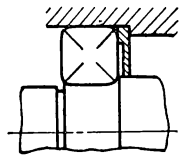


Рис. 13

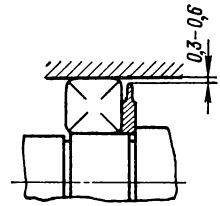
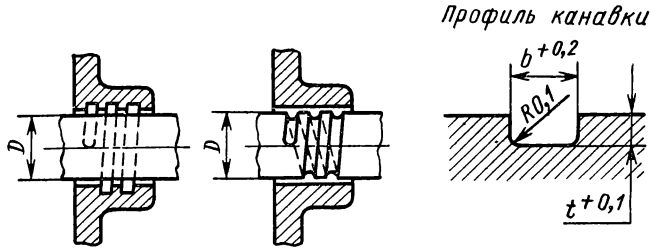


Рис. 14

На рис. 14 приведена вращающаяся шайба; она под влиянием возникающих центробежных сил отбрасывает попадающее на нее масло или посторонние ве-

15. Основные размеры маслооткачивающих канавок в *мм*



Номинальный диаметр D	Отклонение отверстия по A_2	Посадки по ОСТу 1012		Шаг	Число ходов	b	t
		Л	*Ш*				
		Втулка является подшипником	Втулка не является подшипником				
		Отклонение вала					
10—18	+0,019	—0,030	—0,045	3	1	1	0,5
		—0,055	—0,075	5			
18—30	+0,023	—0,040	—0,060	7	2		
		—0,070	—0,095	10			
30—50	+0,027	—0,050	—0,075	7		1,5	1
		—0,085	—0,115	10		2	
50—80	+0,030	—0,065	—0,095	10	3	1,5	
		—0,105	—0,145	14		2	
80—120	+0,035	—0,080	—0,120	16	4	2	
		—0,125	—0,175	24			

щества. Действие этой шайбы более эффективно по сравнению с неподвижной и тем сильнее, чем выше окружная скорость шайбы. Применяется для любых смазок; для жидкой смазки при окружной скорости не менее 5 *м/сек*.

Маслоотражательные кольца и канавки

Для предотвращения утечки жидкой смазки широко используются маслоотражательные кольца (табл. 17) и канавки на валах (рис. 15).

Смазка, вытекающая из корпуса, попадает на отражательное кольцо или в канавку и центробежной силой отбрасывается в полость крышки корпуса, откуда возвращается в корпус по специально предусмотренному для этого каналу. Маслоотражательные кольца выполняют за одно целое с валом (рис. 15, *а*), устанавливают в канавку на валу (рис. 15, *б*) или укрепляют на нем.

Маслоотражательные канавки бывают одинарными (рис. 15, *в*) и двойными (рис. 15, *г*). Эти уплотнения работают в узлах, смазываемых жидкими маслами;

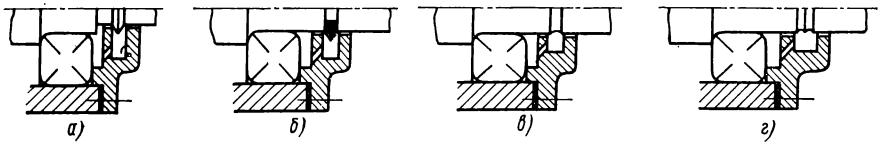
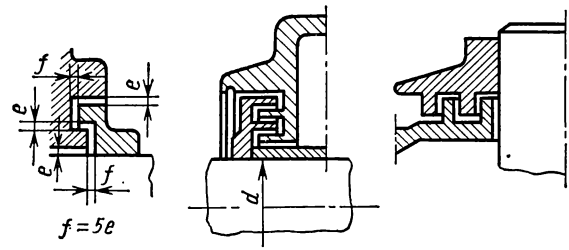


Рис. 15

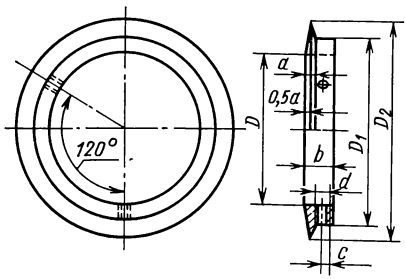
наиболее эффективны при высоких окружных скоростях (не менее 7 *м/сек*). Достоинством маслоотражательных устройств является простота конструкции, отсутствие трения и износа деталей уплотнения.

16. Основные размеры лабиринтных уплотнений в *мм*



d		d		d		d	
10, 15, 20; 25; 30; 35; 40	0,2	45; 50; 55 60; 65; 70; 75; 80	0,3	85; 90; 95; 100; 105; 110	0,4	120; 130; 140; 150; 160; 170 180	0,5

17. Основные размеры маслоотражательных колец в *мм*



D (отклонение по A_3)	D_1	D_2		b		d
50 60 70 80 90	70 80 90 100 110	110 110 120 130 140	4	16	6	M6
100 110	125 135	160 170	5	19	7	M6

Комбинированные уплотнения

Комбинированные уплотнения (рис. 16—20) представляют собой комбинацию уплотнений различных типов. Их часто применяют в ответственных конструкциях и для особо тяжелых условий эксплуатации. Ниже приведены примеры таких уплотнений:

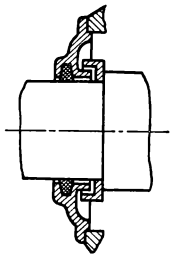


Рис. 16

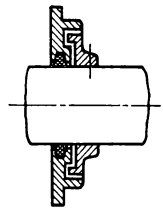


Рис. 17

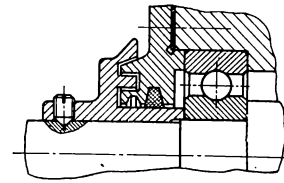


Рис. 18

фетровое кольцо и отражательный фланец, отбрасывающий масло в полость крышки (рис. 16);

фетровое кольцо и лабиринт (рис. 17);

лабиринтно-канавочно-войлочное уплотнение (рис. 18);

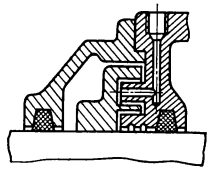


Рис. 19

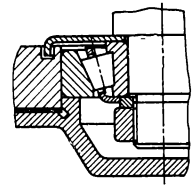


Рис. 20

жировое (консистентная смазка подается в лабиринт через каналы) и канавочно-войлочное уплотнение (рис. 19);

уплотнение крышкой, поверхность которой одновременно работает как центробежное кольцо (рис. 20).

Резиновые армированные манжеты для валов
(по ГОСТу 8752—70)

Резиновые армированные однокромочные манжеты для уплотнения валов, предназначенные для работы в минеральных маслах, воде, дизельном топливе при избыточном давлении до 0,5 *кГ/см*^{2}, скорости до 20 *м/сек* и температуре в месте контакта манжеты с валом от минус 45 до плюс 150° С.

Манжеты (табл. 18) изготовляют двух типов: 1 — однокромочные, 2 — однокромочные с пыльником.

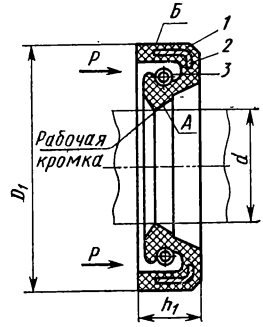
Манжеты по ряду 1 предпазначены для предпочтительного применения во всех отраслях машиностроения. Манжеты по ряду 2 допускается применять в дополнение к ряду 1 для автомобильной промышленности и изделий специального назначения.

Адрес завода, выпускающего резиновые армированные манжеты: Москва, Шабловка, 46, завод резино-технических изделий № 1.

Группы резин для манжет в зависимости от условий работы приведены в табл. 19.

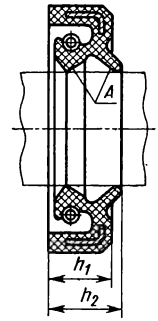
18. Основные размеры манжет в *мм*

Тип 1



1 — корпус;
2 — каркас;
3 — пружина

Тип 2



Диаметр вала d	D_1 1-й ряд	D_1 2-й ряд	h_1 1 и 2-й ряды	h_2, не более 1 и 2-й ряды
12	28		7	—
		26	8	
		30	8	
13	28	26	7	
		30	8	
14	28		7	
		30	8	
		32	8	
15	30	28	7	
		32	8	
16	30		7	
		32	8	
		35	8	
17	32	30	7	
		35	8	
18	35		7	
		32	8	
		37	8	
19	35	32	7	
		37	8	
20		35	8	12
		37	8	12
		38	8	12
	40	42	10	14
21		37	8	12
	40	42	10	14
22		35	8	12
	40	42	10	14
	40	42	10	14
24		45	10	14
25	42	40	8	12
		45	10	14
26		40	8	12
	45	47	10	14
28	—	45	10	14
28	—	47	10	14
		50	10	14
30		45	10	14
		47		
	52	50		
32		45	10	14
	52	50		
35		47	10	14
		50		
		55		
	58	57		
36	58	52	10	14
		55		
38	58	55	10	14
		60		
		62		
40		55	10	14
		58		
	60	62		
42	62	65	10	14
		68		
44	—	62	10	14
		65		
45	65	62	10	14
		70		
48		65	10	14
	70	72		
50		72	10	14
		75	10	14
	70	80	12	16
52	75	72	10	14
		80	12	16
55	80	75	10	14
		82	12	16
56	80	—	10	14
58	80	75	10	14
		82	12	16
60	85	80	10	14
		82	10	14
62	—	80	10	14
		82	10	14
		85	10	14
		90	12	16
63	90	—	10	14
65	90	95	10	14
67	—	90	12	16
68	—	90	12	16
		95		
70	95	100	10	14
71	95	—	10	14
75	100	—	10	14
		102	12	16
80	105	110	10	14
82	—	110	12	16
		115		
85	110	115	12	16
90	120	115	12	16
		125		
92	—	115	12	16
		120		
95	120	125	12	16
		130		
100	125	130	12	16
		135		
105	130	135	12	16
		140	15	20
110	135	140	12	16
		145	15	20
115	145	140	12	16
120	150	145	12	16
125	155	—	12	16
130	160	—	15	20
135	—	165		
140	170	—		
145	—	175		

ГОСТ 8752—70 предусматривает диаметр вала $d = 6 \div 11$ и $d = 150 \div 500$ *мм*, а также манжеты по ряду 3 , применяемые в дополнение к ряду 1 только для авиационной техники.

Манжеты типа 2 для валов диаметром от 15 до 18 *мм*, 90 и 110 *мм* изделий специального назначения допускается изготовлять соответственно с размерами h_2 не более 10 *мм* и не более 18 *мм* .

Пример обозначения манжеты типа 1 для вала диаметром $d = 50$ *мм* с наружным диаметром $D_1 = 70$ *мм* из резины группы 3:

Манжета 1-50 × 70-3 ГОСТ 8752 - 70

19. Группы резин для манжет в зависимости от условий их работы [1]

Группа резины	Рабочая среда	Температура в °С при работе		Окружная скорость в *м/сек*, не более
		длительной	кратковременной, не более 2 *ч*	
1	Минеральные масла, не содержащие серу в активном состоянии (по отношению к резине)	От −45 до +120	+130	10
	Вода	От +4 до +100	—	
2	Минеральные масла с присадками, вызывающие повышенное набухание резин группы 1	От −30 до +120	+130	
	Масла для гипоидных передач	От −30 до +100	—	
	Вода	От +4 до +100		
3	Минеральные масла, не содержащие серу в активном состоянии (по отношению к резине)	От −30 до +120	+140	
	Вода	От +4 до +100	—	
4	Минеральные масла всех типов Дизельное топливо	От −45 до +150		20

[1] При избыточном давлении не более 0,5 *кГ/см*^{2}.

Скорости для манжет типа 2 должны быть снижены на 30—50%.

Окружная скорость манжет из резины группы 2 допускается для автомобилей до 15 *м/сек*.

Физико-механические показатели резины, применяемой для изготовления манжет, приводятся в ГОСТе 8752—70.

Рекомендации к установке и эксплуатации манжет. 1. Манжету устанавливают в агрегате по отношению к действию давления среды p в соответствии с рис. 21.

2. Сопряженные детали должны соответствовать следующим показателям:

а) класс чистоты поверхности: для вала 8 или 9, риски не допускаются; для отверстия 6;

б) твердость поверхности трения для стального вала не менее *HRC* 30;

в) класс точности для вала 3а, для отверстия 3;

г) предельное радиальное биение вала в *мм* при частоте вращения: до 500 *об/мин* 0,2; свыше 500 до 1500 *об/мин* 0,15; свыше 1500 до 4000 *об/мин* 0,08;

д) несоосность посадочного места (отверстия) относительно оси вала при диа-

метрах посадочного гнезда в *мм*, не более: до 80 *мм* 0,12; свыше 80 до 150 *мм* 0,15; свыше 150 до 360 *мм* 0,20.

3. Для валов с постоянным направлением вращения допускаются маслосгонные винтовые микроканавки с шероховатостью ▽ 7 при условии экспериментальной проверки их эффективности.

4. При работе манжет должна быть обеспечена смазка трущихся поверхностей.

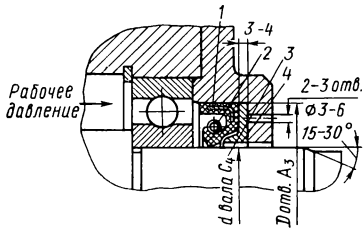


Рис. 21

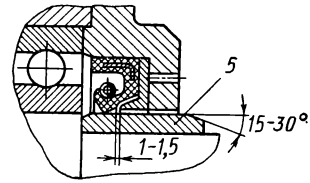


Рис. 22

5. При запыленности внешней среды перед манжетой необходимо устанавливать защитные устройства: пылеудерживающую манжету, лабиринтное уплотнение, отражатель и т. п.

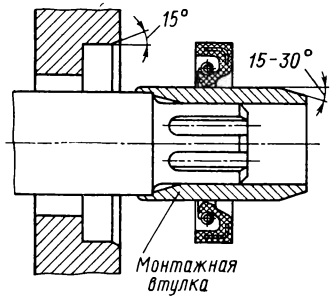


Рис. 23

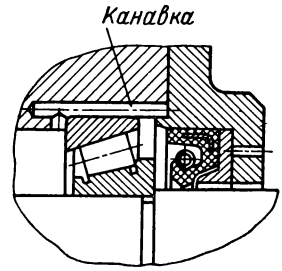


Рис. 24

6. Для предохранения манжеты от выворачивания при перепаде давлений более 0,5 *кГ/см*^{2} рекомендуется применять конусный упор *4* (рис. 21).

7. Для защиты вала от износа рекомендуется устанавливать втулку *5* (рис. 22).

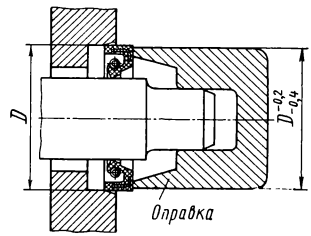


Рис. 25

8. Для предохранения рабочей кромки манжеты *1* от повреждения при монтаже необходимо предусмотреть на валу *3* или втулке *5* заходную фаску (рис. 21 и 22).

9. Если нельзя выполнить заходную фаску на валу или если манжета должна проходить через шлицы, пазы, резьбу и т. д., устанавливать манжеты следует с помощью монтажной втулки (рис. 23).

10. При установке манжеты рядом с коническим подшипником в отверстии под подшипник необходимо предусматривать канавки для отвода масла, которое нагнетается подшипником (рис. 24).

11. Чтобы не повредить манжету, посадочное место в крышке или корпусе не должно иметь канавок, отверстий, шпоночных пазов и т. п., а также иметь заходную фаску.

12. Запрессовывать манжеты следует с помощью специальной оправки нажатием по всей торцовой поверхности (рис. 25). При запрессовке необходимо избегать перекоса манжеты и повреждения наружного слоя резины.

13. При сборке все свободные полости и поверхности трения следует обильно смазать.

Ресурс 95%-ный должен быть: для манжет из группы резины 1—3 не менее 3000 *ч*, для манжет из группы резины 4 не менее 5000 *ч*.

Резино-тканевые шевронные многорядные уплотнения
(по ГОСТу 9041—59)

Резино-тканевые шевронные многорядные уплотнения (табл. 20 и 21) предназначены для обеспечения герметичности в гидравлических устройствах при возвратно-поступательном движении плунжеров, поршней и штоков, работающих в воде, эмульсиях или минеральных маслах при давлении до 500 *кГ/см²* и температуре от —30 до +50° С (кратковременно до +70° С).

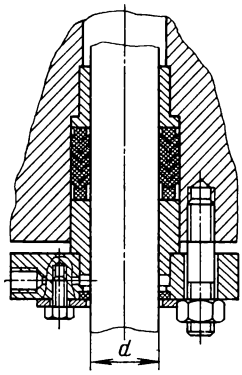


Рис. 26

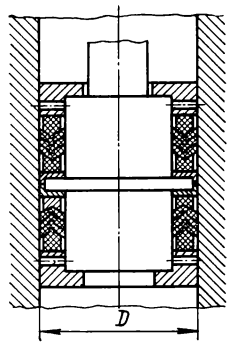


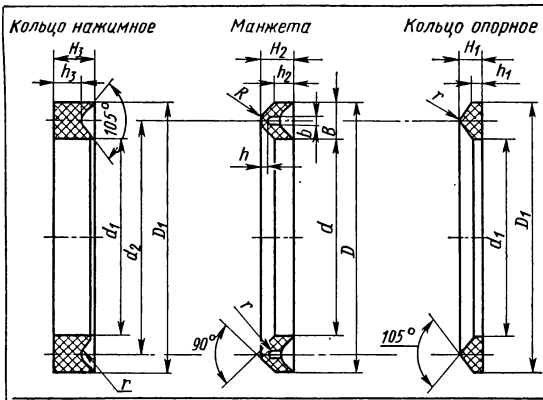
Рис. 27

Уплотнение состоит из резино-тканевых манжет, нажимного и опорного колец (рис. 26, 27).

На нерабочих поверхностях изделий допускаются: углубления и возвышения не более 1 *мм* по высоте; следы недопрессовки, не влияющие на эксплуатационные качества, площадью не более 0,5 *см²*. Допускаются незначительные следы от обрезки выпрессовок в пределах установленных допусков на размеры.

20. Форма и размеры резино-тканевых манжет, нажимных и опорных колец

Размеры в *мм*



По ГОСТу 9041—59 предусматриваются уплотнения до $d = 2000$ *мм*.

D и d — уплотняемые диаметры.

Размеры h_1, h_2 и h_3 — справочные.

Рекомендуемое количество манжет в узле уплотнения приводится в табл. 21, монтаж уплотнительного узла — по рис. 26 и 27

d	D	D_1	d_1	d_2	B	$b=h$	H_1	H_2	H_3	h_1	h_2	h_3	R	
10 ± 0,5	22	21	11	16										
12 * ± 0,5	24	23	13	18										
14 * ± 0,5	26	25	15	20	6 ± 0,25	1,2	3,6	4,8 ± 1	6	1,7	2,5	4,2	1,8	0,6
16 ± 0,5	28	27	17	22										
18 ± 0,5	30	29	19	24										
20 ± 0,5	35	34	21	27,5										
25 ± 0,5	40	39	26	32,5	$7{,}5^{+0{,}4}_{-0{,}3}$	1,5	4,6	6 ± 1	7,5	2,2	3,2	5,2	2,25	0,75
30 ± 0,5	45	44	31	37,5										
20 ± 0.6	40	39	21	30										
22 ± 0,6	42	41	23	32										
25 ± 0,6	45	44	26	35										
28 ± 0,6	48	47	29	38										
30 ± 0,6	50	49	31	40										
32 ± 0,6	52	51	33	42	$10^{+0{,}4}_{-0{,}3}$	2	5,5	8 ± 1	10	2,4	4,2	6,8	3	1
35 ± 0,6	55	54	36	45										
40 ± 0,6	60	59	41	50										
45 ± 0,6	65	64	46	55										
50 ± 0.6	70	69	51	60										
55 ± 0,6	75	74	56	65										
60 ± 0,6	80	79	61	70										
60 ± 0.8	85	84	61	72,5										
65 ± 0.8	90	89	66	77,5										
70 ± 0.8	95	94	71	82,5										
75 ± 0,8	100	99	76	87,5										
80 ± 0,8	105	104	81	92,5	$12{,}5^{+0{,}4}_{-0{,}3}$	2,5	7	10^{+2}_{-1}	12,5	2,8	5,3	8,4	3,75	1,25
85 ± 0,8	110	110	86	97,5										
90 * ± 0,8	115	114	91	102,5										
95 ± 0.8	120	119	96	107,5										
100 ± 0,8	125	124	101	112,5										
105 * ± 0.8	135	133	107	120										
110 ± 0.8	140	138	112	125										
120 ± 0,8	150	148	122	135										
125 * ± 0,8	155	153	127	140										
130 ± 0,8	160	158	132	145										
140 ± 0.8	170	168	142	155										
150 ± 0,8	180	178	152	165	$15^{+0{,}4}_{-0{,}3}$	3	8,4	12^{+2}_{-1}	15	3,8	6,4	10,4	4,5	1,5
160 ± 0,8	190	188	162	175										
170 ± 0,8	200	198	172	185										
180 ± 0,8	210	208	182	195										
190 ± 0.9	220	218	192	205										
200 * ± 0,8	230	228	202	215										
210 ± 0.8	240	238	212	225										
220 ± 0,8	250	248	222	235										

Продолжение табл. 20

d	D	D_1	d_1	d_2	B	$b=h$	H_1	H_2	H_3	h_1	h_2	h_3	R	
220 ± 1	260	258	222	240										
240 ± 1	280	278	242	260										
250 * ± 1	290	288	252	270										
260 ± 1	300	298	262	280										
280 ± 1	320	318	282	300										
300 ± 1	340	338	302	320	$20^{+0,7}_{-0,5}$	4	11	16^{+2}_{-1}	20	4,6	8,5	13,6	6	2
320 ± 1	360	358	322	340										
340 ± 1	380	378	342	360										
360 ± 1	400	398	362	380										
380 ± 1	420	418	382	400										
400 * ± 1	440	438	402	420										

* Для уплотнения по диаметру D не применять.

Примеры обозначения.
Манжеты с размерами $d = 200$ *мм* и $D = 230$ *мм*:

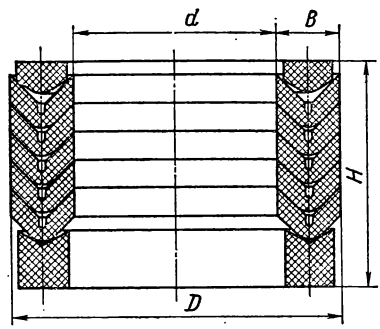
Манжета 200 × 230 ГОСТ 9041—59

Опорного (нажимного) кольца с размерами $d = 200$ *мм* и $D = 230$ *мм*:

Кольцо опорное (нажимное) 200 × 230 ГОСТ 9041—59

21. Рекомендуемое количество манжет в узле уплотнения в зависимости от диаметра плунжера (поршня, штока) и давления рабочей жидкости

Размеры в *мм*



Диаметр уплотняемого плунжера (поршня, штока) d	Ширина уплотнений B	Число манжет [1] и высота комплекта H при давлении рабочей жидкости в *кГ/см²*					
		64	100	200	320	400	500
10—18	6	3 / 15	3 / 15	3 / 15	3 / 15	3 / 15	4 / 17,5
20—30	7,5	3 / 18,9	3 / 18,9	3 / 18,9	3 / 18,9	3 / 18,9	4 / 22,1
30—60	10	3 / 24,6	3 / 24,6	3 / 24,6	4 / 28,8	4 / 28,8	5 / 33,0
60—100	12,5	3 / 30,9	3 / 30,9	3 / 30,9	4 / 36,2	5 / 41,5	6 / 46,8
105—220	15	3 / 37,2	3 / 37,2	4 / 43,6	5 / 50,0	6 / 56,4	7 / 62,8
220—710	20	3 / 49,5	4 / 58,0	5 / 66,5	6 / 75,0	7 / 83,5	8 / 92,0

[1] В числителе — число манжет, в знаменателе — высота комплекта H.

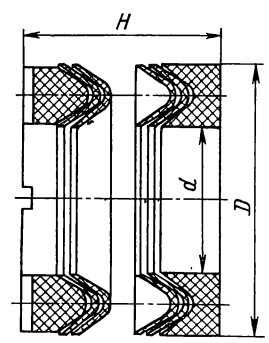
Полиамидные шевронные многорядные уплотнения для гидравлических устройств

(по нормали машиностроения МН 5652—65)

Полиамидные шевронные многорядные уплотнения (табл. 22) плунжеров (штоков) и цилиндров гидравлических устройств предназначены для работы в средах воды или эмульсии при давлении до 1000 *кГ/см*^{2} со скоростью возвратно-поступательного движения до 2 *м/сек* при температуре окружающей среды от 0 до 90° С.

Примеры применения показаны на рис. 28 и 29 (*1* — манжета; *2* — опорное кольцо; *3* — нажимное кольцо), рекомендуемое число манжет приведено в табл. 23 и скорости возвратно-поступательного движения — в табл. 24. При соблюдении

22. Конструкция и размеры полиамидных шевронных уплотнений в *мм*



Уплотняемые диаметры		Число манжет в комплекте				
		4	6	7	8	10
плунжера (штока) *d*	цилиндра *D*	*H*				
10	22 *	16,8	20,2	21,9	23,7	27,1
12	24					
13 *	25					
14	26 *					
16	28 *					
18	30 *					
20	32					
22	34 *					
24 *	36					

Уплотняемые диаметры		Число манжет в комплекте								
		6	7	8	10	12	14	16	18	20
плунжера (штока) *d*	цилиндра *D*	*H*								
25	40	23,2	25,0	26,7	30,2	33,7	—	—	—	—
	45									
28	48 *									
30 *	50									
32	52 *									
35 *	55									
36	56 *									
40	60	—	31,7	33,6	37,6	41,6	45,6	—	—	—
45	65 *									
50	70									
55	75 *									
60	80									
70	90									
80	100									
90	110									
100	125	—	—	39,2	43,8	48,3	52,8	57,4	—	—

Продолжение табл. 22

Уплотняемые диаметры		Число манжет в комплекте								
		6	7	8	10	12	14	16	18	20
плунжеры (штока) d	цилиндра D	H								
110	140									
125	155 *									
130 *	160									
140	170 *									
150 *	180									
160	190 *	—	—	—	52,7	58,3	63,9	69,5	75,1	—
170 *	200									
180	210 *									
190 *	220									
200	230 *									
220	250									
240 *	280									
250	290 *									
280	320	—	—	—	—	68,5	74,3	80,1	85,9	91,7
320	360									
360	400									

* Применять не рекомендуется.

МН 5652—65 предусматривает размеры для d до 710 *мм* и для D до 750 *мм*.

Пример обозначения уплотнения из семи манжет с уплотняемыми диаметрами для плунжера (штока) $d = 28$ *мм* и цилиндра $D = 48$ *мм* из материала группы 1:

Уплотнение 28×48-1-7 МН 5652—65

То же, из материала группы 2:

Уплотнение 28×48-2-7 МН 5652—65

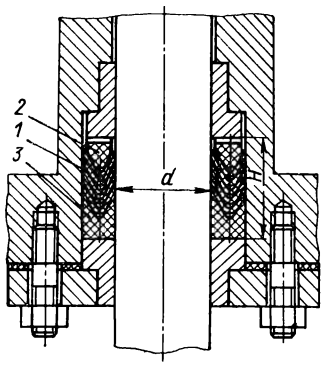


Рис. 28

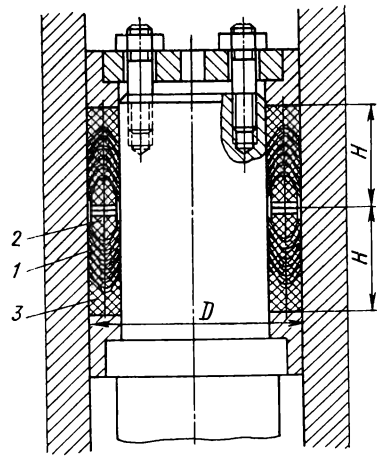


Рис. 29

23. Рекомендуемое число манжет в уплотнении (комплекте) в зависимости от диаметра плунжера (штока), цилиндра и давления рабочей жидкости

Уплотняемые диаметры		Число манжет в комплекте при давлении рабочей жидкости в $кГ/см^2$				
плунжера (штока) d	цилиндра D	До 200	Св. 200 до 400	Св. 400 до 630	Св. 630 до 800	Св. 800 до 1000
10—24	22—36	4	6	7	8	10
25	40	6	7	8	10	12
25—90	45—110	7	8	10	12	14
100	125	8	10	12	14	16
110—220	140—250	10	12	14	16	18
240—710	280—750	12	14	16	18	20

24. Рекомендуемые скорости возвратно-поступательного движения в зависимости от материала и давления рабочей жидкости

Рекомендуемая скорость в $м/сек$	Давление рабочей жидкости в $кГ/см^2$ для материала группы		Рекомендуемая скорость в $м/сек$	Давление рабочей жидкости в $кГ/см^2$ для материала группы	
	1	2		1	2
0,2	До 630	До 1000	1,5	До 320	До 500
1,0	» 400	» 630	2,0	» 160	» 400

указанных условий срок службы уплотнений составляет не менее 3000 *ч* при числе двойных ходов в секунду не более 6,3 (приблизительно 400 двойных ходов в минуту). Посадочные места под уплотнения (рис. 30). Биение *e* должно соответствовать 9-й степени точности по ГОСТу 10356—63. Твердость плунжера (штока) рекомендуется *HRC* 48—52. Размеры манжет и колец приведены в табл. 25 и 26.

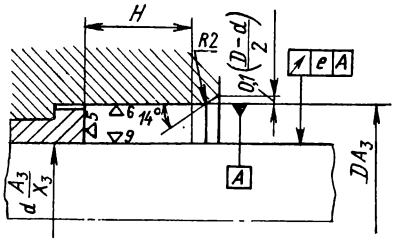


Рис. 30

Технические требования. Материал деталей: группа 1 — капроновая смола марки Б (капролактам) по ВТУ УХП 69—58 и группа 2 — полиамидная смола марки 68-Н по ГОСТу 10589—63.

Манжеты изготовляют из материала групп 1 и 2; опорные и нажимные кольца — группы 1.

Предельные отклонения размеров, не ограниченных допусками: охватывающих — по A_7, охватываемых — по B_7, прочих $\pm \frac{1}{2}(A_7 = B_7)$, угловых — по 8-й степени точности ГОСТа 8908—58.

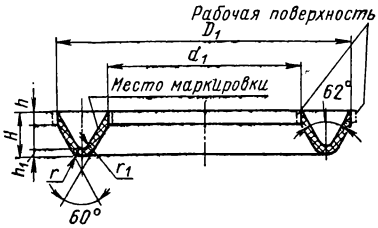
Проверке подлежат размеры D_1 и d_1. Остальные размеры контролируются при приемке пресс-форм.

Физико-механические показатели материала по табл. 27.

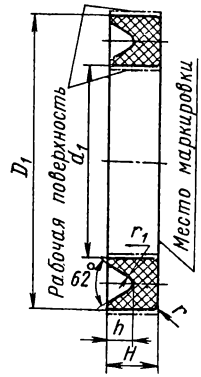
25. Манжеты и нажимные кольца

Размеры в *мм*

Манжеты
(по МН 5653—65)



$D_1 = D$; $d_1 = d$



Нажимные кольца
(по МН 5655—65)

r_1 кольца равен r_1 манжеты

Уплотняемые диаметры		Манжеты						Кольца			
плунжера (штока) d	цилиндра D	H	h	h_1			Масса 100 шт. в *кг*	H	h		Масса 100 шт. в *кг*
10	22 *	5,3	1,6	1,2	1,5	1	0,054	7	3,6	0,5	0,184
12	24 *						0,061				0,207
13 *	25						0,064				0,219
14	26 *						0,067				0,230
16	28 *						0,074				0,253
18	30 *						0,081				0,276
20	32						0,088				0,299
22	34 *						0,094				0,322
24 *	36						0,115				0,355
25	40	6,1	1,6	1,3	2	1,5	0,132	9	4,2		0,617
	45	8	1,8	1,5	2,5	2	0,150	12	5,8	1	0,663
28	48 *						0,228				1,260
30 *	50						0,240				1,326
32	52 *						0,252				1,393
35 *	55						0,270				1,492
36	56 *						0,280				1,600
40	60						0,300				1,658
45	65 *						0,330				1,824
50	70						0,360				1,990
55	75 *						0,390				2,155
60	80						0,420				2,321
70	90						0,480				2,653
80	100						0,540				2,984
90	110						0,600				3,316
100	125	10	2	1,7	2,8	2,25	0,943	15	7,5		5,773
110	140	12	2,5	2,1	3,5	2,75	1,566	18	9,1	1,5	9,163
125	155 *						1,754				10,263
130 *	160						1,817				10,630
140	170 *						1,942				11,369
150 *	180						2,067				12,096
160	190 *						2,192				12,829

Продолжение табл. 25

Уплотняемые диаметры		Манжеты						Кольца			
плунжера (штока) d	цилиндра D	H	h	h_1			Масса 100 шт. в *кг*	H	h	r	Масса 100 шт. в *кг*
170 *	200						2,318				13,562
180	210 *						2,443				14,295
190 *	220	12	2,5	2,1	3,5	2,75	2,568	18	9,1	1,5	15,028
200	230 *						2,694				15,761
220	250						2,944				17,227
240 *	280						4,204				35,785
250	290 *						4,366				37,190
280	320	15	2,5	2,3	4,8	4,2	4,851	25	11,8	1,5	41,250
320	360						5,498				46,750
360	400						6,145				52,341

* Применять не рекомендуется

Пример обозначения манжеты для плунжера (штока) $d = 28$ *мм* и цилиндра $D = 48$ *мм* из материала группы 1:

Манжета 28×48-1 МН 5653—65

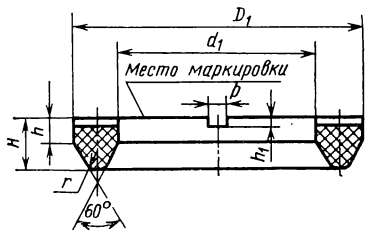
Пример обозначения нажимного кольца для плунжера (штока) $d = 28$ *мм* и цилиндра $D = 48$ *мм*:

Кольцо нажимное 28×48 МН 5655—65

26. Опорные кольца

(по нормали машиностроения МН 5654—65)

Размеры в *мм*



$d_1 = d + 1$ *мм*;
$D_1 = D - 1$ *мм*

Уплотняемые диаметры		H	h	h_1	b		Масса 100 шт. в *кг*
плунжера (штока) d	цилиндра D						
10	22 *						0,129
12	24 *						0,145
13 *	25						0,154
14	26 *						0,162
16	28 *	6	3,2	1,5	3	1,5	0,178
18	30 *						0,194
20	32						0,210
22	34 *						0,226
24 *	36						0,240

Продолжение табл. 26

Уплотняемые диаметры: плунжера (штока) d	Уплотняемые диаметры: цилиндра D	H	h	h_1	b		Масса 100 шт. в *кг*
25	40	7,5	3,9	1,5	3	2	0,422
	45						0,450
28	48 *						0.953
30 *	50						1,003
32	52 *						1,053
35 *	55						1,129
36	56 *	11	5,7			2,5	1,240
40	60						1,254
45	65 *						1,379
50	70						1,505
55	75 *						1,630
60	80						1,756
70	90						2,006
80	100						2,257
90	110			2	4		2,508
100	125	13	5.8			2,8	4,326
110	140						6,641
125	155 *						7,438
130 *	160						7,704
140	170 *						8,235
150 *	180						8,766
160	190 *	15	6,4			3,5	9,298
170 *	200						9,629
180	210 *						10,360
190 *	220						10,891
200	230 *						11,423
220	250						12,485
240 *	280						24,850
250	290 *						25,805
280	320	20	8,3	2,5	5	4,8	28,620
320	360						32,430
360	400						36,300

* Применять не рекомендуется.

Пример обозначения опорного кольца для плунжера (штока) $d = 28$ *мм* и цилиндра $D = 48$ *мм*:

Кольцо опорное 28×48 МН 5654—65

27. Физико-механические показатели материала манжет и колец

Пок	Группы материалов: 1	Группы материалов: 2
Относительное сжатие деталей в диаметральном направлении в %, не менее	30	10
Упругое удлинение в %, не менее . . .	2	2
Удлинение при разрыве деталей в %, не менее:		
не подвергаемых старению, подвергаемых старению в масле индустриальном 20 в течение 70 ч при температуре +80° С	30	10
Водопоглощение деталей в %, не менее	2	2

Допускается изготовление деталей из полиамидных смол других марок, имеющих физико-механические показатели не ниже, чем указано в таблице.

Резиновые уплотнительные манжеты (воротники) для гидравлических устройств

(по ГОСТу 6969—54)

Манжеты (табл. 28) обеспечивают герметичность уплотнения в гидравлических устройствах для возвратно-поступательного движения; работают при давлении до 320 *кГ/см*^{2} и температуре от + 80 до —35° С.

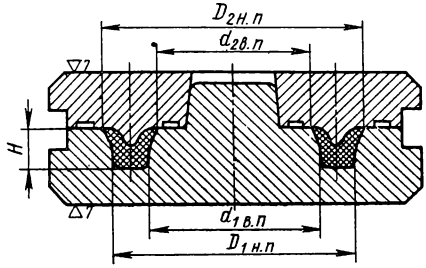


Рис. 31

Пресс-формы для манжет. Резина дает усадку после вулканизации. Поэтому внутренние диаметры кольца пресс-формы увеличивают (рис. 31):

$$d_{2в.п} = d_2 + 0{,}015d_2;$$

$$d_{1в.п} = d_1 + 0{,}02d_2,$$

где d_2 и d_1 — внутренние диаметры манжеты.

Наружные диаметры кольца пресс-формы:

$$D_{1н.п} = D_1 + 0{,}02D_1;$$

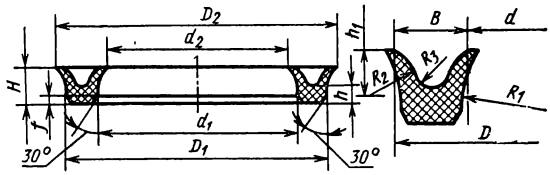
$$D_{2н.п} = D_2 + 0{,}02D_2,$$

где D_1 и D_2 — наружные диаметры манжеты.

Материал пресс-формы: сталь У7; при изготовлении небольшой партии манжет можно применять сталь 35.

Термообработка — закалка до твердости *HRC* 38—40.

28. Форма и размеры манжет (воротников) Размеры в *мм*



d	D	$B=H$	d_1	D_1	d_2	D_2	h	R_1	R_2	R_3	h_1	f
6	14	4	6,4	13,6	4,8	15,2	2	10	3	1	2,5	0,6
7 *	15		7,4	14,6	5,8	16,2						
8	16		8,4	15,6	6,8	17,2						
9 *	17		9,4	16,6	7,8	18,2						
10	18		10,4	17,6	8,8	19,2						
12	20		12,4	19,6	10.8	21,2						
14	22		14,4	21,6	12,8	23,2						
16 *	24		16,4	23,6	14,8	25,2						
10	22	6	10,6	21,4	8,2	23,8	3	15	4,5	1,5	3,8	1
12 *	24		12,6	23,4	10,2	25,8						
13 **	25		13,6	24,4	11,2	26,8						
16	28		16,6	27,4	14,2	29,8						
18	30		18,6	29,4	16,2	31,8						
20	32		20,6	31,4	18,2	33,8						
23 **	35		23,6	34,4	21,2	36,8						
14	30	8	14,8	29,2	11,6	32,4	4	20	6	2	5,2	1,2
16	32		16,8	31,2	13,6	34,4						
19 **	35		19,8	34,2	16,6	37,4						
20 *	36		20,8	35,2	17,6	38,4						
22	38		22,8	37,2	19,6	40,4						
24 **	40		24,8	39,2	21,6	42,4						

Продолжение табл. 28

d	D	$B=H$	d_1	D_1	d_2	D_2	h	R_1	R_2	R_3	h_1	f
20	40		21	39	17	43						
22	42		23	41	19	45						
25	45		26	44	22	48						
28	48		29	47	25	51						
30	50		31	49	27	53						
32	52		33	51	29	55						
35	55		36	54	32	58						
38 *	58		39	57	35	61						
40	60		41	59	37	63						
42 *	62		43	61	39	65	5	25	7	2,5	6,4	1,5
45	65		46	64	42	68						
48 *	68	10	49	67	45	71						
50	70		51	69	47	73						
52 *	72		53	71	49	75						
55	75		56	74	52	78						
60	80		61	79	57	83						
65	85		66	84	62	88						
70	90		71	89	67	93						
75	95		76	94	72	98						
80	100		81	99	77	103						
50	75		51,3	73,7	46,3	78,7						
55	80		56,3	78,7	51,3	83,7						
60	85		61,3	83,7	56,3	88,7						
65	90	12,5	66,3	88,7	61,3	93,7	6,3	31	9	3	8	1,8
70	95		71,3	93,7	66,3	98,7						
75	100		76,3	98,7	71,3	103,7						
80	105		81,3	103,7	76,3	108,7						
85	110		86,3	108,7	81,3	113,7						
45	75		46,5	73,5	40,5	79,5						
50	80		51,5	78,5	45,5	84,5						
55	85		56,5	83,5	50,5	89,5						
60	90		61,5	88,5	55,5	94,5						
65	95		66,5	93,5	60,5	99,5						
70	100		71,5	98,5	65,5	104,5						
75	105		76,5	103,5	70,5	109,5						
80	110		81,5	108,5	75,5	114,5						
90	120		91,5	118,5	85,5	124,5						
95	125		96,5	123,5	90,5	129,3						
100	130		101,5	128,5	95,5	134,5						
105 *	135		106,5	133,5	100,5	139,5						
110	140		111,5	138,5	105,5	144,5						
120	150		121,5	148,5	115,5	154,5						
125 *	155		126,5	153,5	120,5	159,5						
130	160		131,5	158,5	125,5	164,5						
140	170	15	141,5	168,5	135,5	174,5	7,5	37,5	11	3,5	9,4	2,3
150	180		151,5	178,5	145,5	184,5						
160	190		161,5	188,5	155,5	194,5						
170	200		171,5	198,5	165,5	204,5						
180	210		181,5	208,5	175,5	214,5						
190	220		191,5	218,5	185,5	224,5						
200 *	230		201,5	228,5	195,5	234,5						
210	240		211,5	238,5	205,5	244,5						
180	220		182	218	174	226						
190 *	230		192	228	184	236						
200	240		202	238	194	246						
210	250		212	248	204	256						
220	260		222	258	214	266						
240	280	20	242	278	234	286						
250 *	290		252	288	244	296	10	50	14	5	12,4	3
260	300		262	298	254	306						
280	320		282	318	274	326						
300	340		302	338	294	346						

* Для уплотнения по диаметру D не применять.
** Для уплотнения по диаметру d не применять.
D и d — уплотняемые диаметры.

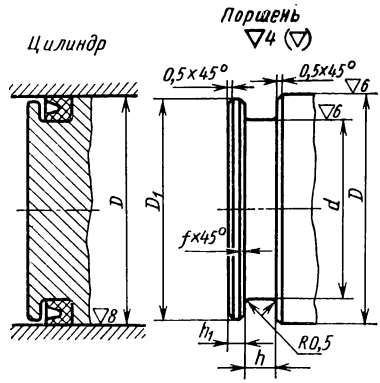
Пример обозначения манжеты с размерами $d = 55$ *мм* и $D = 75$ *мм*:

Манжета 55×75 ГОСТ 6969—54

Посадочные места для резиновых уплотнительных манжет (воротников)

29. Уплотнение поршня

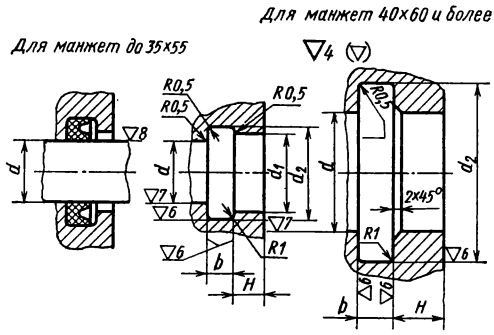
Размеры в *мм*



Манжеты по ГОСТу 6969—54	D		D_1	d	h	h_1	f
	цилиндра	поршня					
24×40	$40^{+0,05}$	$40^{-0,08}_{-0,25}$	30	$24_{-0,14}$	10	4	0,5
30×50	$50^{+0,05}$	$50^{-0,08}_{-0,25}$	38	$30_{-0,14}$	12		
40×60	$60^{+0,06}$	$60^{-0,10}_{-0,30}$	48	$40_{-0,17}$			
55×75	$75^{+0,06}$	$75^{-0,10}_{-0,30}$	65	$55_{-0,20}$			
70×90	$90^{+0,07}$	$90^{-0,12}_{-0,35}$	80	$70_{-0,20}$			1
80×100	$100^{+0,07}$	$100^{-0,12}_{-0,35}$	98	$80_{-0,2}$			
80×105	$105^{+0,07}$	$105^{-0,12}_{-0,35}$	103	$80_{-0,20}$	14,5	6	
95×125	$125^{+0,08}$	$125^{-0,13}_{-0,40}$	123	$95_{-0,23}$	17		1,5
120×150	$150^{+0,08}$	$155^{-0,13}_{-0,40}$	148	$120_{-0,23}$			
150×180	$180^{+0,08}$	$180^{-0,13}_{-0,40}$	178	$150_{-0,26}$			
170×200	$200^{+0,09}$	$200^{-0,15}_{-0,45}$	198	$170_{-0,26}$			
180×210	$210^{+0,09}$	$210^{-0,15}_{-0,45}$	208	$180_{-0,26}$			
210×250	$250^{+0,09}$	$250^{-0,15}_{-0,45}$	248	$210_{-0,30}$	22	8	2
260×300	$300^{+0,10}$	$300^{-0,17}_{-0,50}$	298	$260_{-0,30}$			

30. Уплотнение штока

Размеры в *мм*



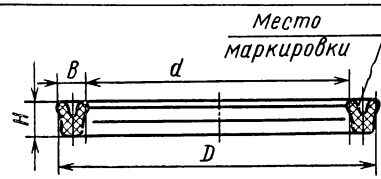
Манжеты по ГОСТу 6969—54	d		d_1	d_2	b	H
	штока	корпуса				
6×14	$6^{-0,011}_{-0,044}$	$6^{+0,025}$	10	$24^{+0,12}$	6	4—20
8×16	$8^{-0,015}_{-0,055}$	$8^{+0,030}$	12	$16^{+0,12}$		
10×18	$10^{-0,015}_{-0,053}$	$10^{+0,030}$	13,7	$18^{+0,012}$		
12×20	$12^{-0,020}_{-0,070}$	$12^{+0,035}$	15,6	$20^{+0,14}$		
16×24	$16^{-0,020}_{-0,070}$	$16^{+0,035}$	20	$24^{+0,14}$		
20×32	$20^{-0,025}_{-0,085}$	$20^{+0,045}$	26	$32^{+0,17}$	8	
25×45	$25^{-0,025}_{-0,085}$	$25^{+0,045}$	39	$45^{+0,17}$	12	
30×50	$30^{-0,025}_{-0,085}$	$30^{+0,045}$	40	$50^{+0,017}$		
35×55	$35^{-0,032}_{-0,100}$	$35^{+0,050}$	40	$55^{+0,20}$		
40×60	$40^{-0,032}_{-0,100}$	$40^{+0,050}$	—	$60^{+0,20}$		5—30
45×65	$45^{-0,032}_{-0,100}$	$45^{+0,050}$	—	$65^{+0,20}$		
50×70	$50^{-0,032}_{-0,100}$	$50^{+0,050}$	—	$70^{+0,20}$		
60×80	$60^{-0,040}_{-0,120}$	$60^{+0,060}$	—	$80^{+0,20}$		5—40
70×90	$70^{-0,040}_{-0,120}$	$70^{+0,060}$	—	$90^{+0,23}$		
80×100	$80^{-0,040}_{-0,120}$	$80^{+0,060}$	—	100^{+}		

Резиновые манжеты уменьшенного сечения для гидравлических устройств

(по ГОСТу 14896—69)

Манжеты (табл. 31) предназначены для уплотнения цилиндров и штоков гидравлических устройств, работающих при давлении до 500 *кГ/см*^{2}, при скорости возвратно-поступательного движения до 0,5 *м/сек* и температуре от —50 до +150° С в минеральных маслах, эмульсиях (табл. 32, 33).

31. Форма и основные размеры в *мм*



Уплотняемые диаметры		B	H	Масса 1000 шт. в *кг*	Уплотняемые диаметры		B	H	Масса 1000 шт. в *кг*
цилиндра D	штока d				цилиндра D	штока d			
12	4	4	6	0,8	70	55	7,5	9	15,9
(14)	5	4,5	6	0,8	(75)	60	7,5	9	17,2
(14)	6	4	6	0,8	80	63	8,5	9	19,0
16	8	4	6	1,1	(85)	70	7,5	9	19,7
(18)	10	4	6	1,3	90	(75)	7,5	9	21,0
20	12	4	6	1,4	100	80	10	10	34
(22)	14	4	6	1,6	110	90	10	10	38
25	16	4,5	7	2,4	(120)	100	10	10	41
(28)	18	5	7	3,0	125	110	7,5	10	36
(30)	20	5	7	3,3	140	125	7,5	10	40
32	22	5	7	3,6	160	140	10	10	57
36	25	5,5	7	4,2	180	160	10	10	64
40	28	6	7	4,6	200	180	10	10	72
(42)	32	5	7	5,0	220	200	10	10	79
45	36	4,5	7	5,2	(240)	220	10	10	87
50	40	5	7	6,0	250	(230)	10	10	91
55	45	5	7	6,6	(270)	250	10	10	98
60	50	5	7	7,3	280	(260)	10	10	102
63	50	6,5	9	13,8	(300)	280	10	10	109
(65)	50	7,5	9	14,0	320	(300)	10	10	117

ГОСТ 14896—69 предусматривает манжеты *D* до 525 *мм*, а также исполнительные размеры.

Манжеты с размерами в скобках применять не рекомендуется.

Пример обозначения манжеты для уплотнения цилиндра *D* = 125 *мм* и штока *d* = 110 *мм* из резины группы 2:

Манжета 125×110-2 ГОСТ 14896—69

32. Группы резин для манжет

Рабочие жидкости	Диапазон рабочих температур в °С	Группа резины (табл. 33)
Масло индустриальное по ГОСТу 1707—51; масла авиационные МК-22, МС-20 по ГОСТу 1013—49; масло турбинное по ГОСТу 32—53; масла дизельные по ГОСТу 5304—54	От —10 до +150 » —15 » +100 » —25 » +100 » —50 » +100	1 2 3 5
Масло веретенное АУ по ГОСТу 1642—50; масла автотракторные по ГОСТу 1862—63; смазка универсальная среднеплавкая УС по ГОСТу 1033—51	От —10 до +150 » —15 » +100 » —25 » +100	1 2 3

Продолжение табл. 32

Рабочие жидкости	Диапазон рабочих температур в °С	Группа резины (табл. 33)
Масло трансмиссионное автомобильное по ГОСТу 3781—53; масло соляровое по ГОСТу 1666—51	От —10 до +150 » —15 » +100 » —40 » +100	1 2 4
Эмульсии водные с присадкой (10%-ный раствор в воде присадок ВНИИНП-117 или ВНИИНП-403 или ВНИИНП-413); масла дизельные по ГОСТу 5304—54	От —15 до +100 » —25 » +100 » —40 » +100 » —5 » +70	2 3 4 5
ГОСТ 14896—69 предусматривает и другие марки масел для рабочих жидкостей, а также марки каучука для изготовления резины манжет.		

33. Физико-механические показатели резин

Показатели	Группы резин				
	1	2	3	4	5
Предел прочности при разрыве в $кГ/см^2$, не менее	140	100	100	90	120
Относительное удлинение при разрыве в %, не менее	130	200	150	150	140
Относительное остаточное удлинение после разрыва в %, не более	15	28	20	10	8
Температура хрупкости при замораживании в ° С, не выше	—20	—15	—30	—45	—50
Изменение массы (веса) при испытании на набухание в %:					
в массовой (весовой) смеси из 75% бензина «Галоша» (ГОСТ 443—56) и 25% бензола (ГОСТ 5955—68) в течение 24 ч при 20 ± 5° С, не более	2	15	25	25	30
в воде в течение 72 ч при 70° С	—		От —2 до +8		
Сопротивление раздиру в $кГ/см$, не менее	40	60	45	25	35

Рекомендации по применению манжет. *Уплотнение цилиндра.* Установка манжеты в цельном поршне по рис. 32 и 33, в составном — по рис. 34 и 35. Канавки под манжеты приведены в табл. 34 и 35.

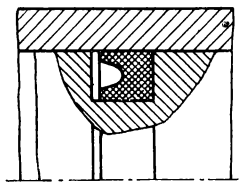


Рис. 32

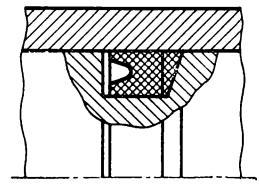


Рис.

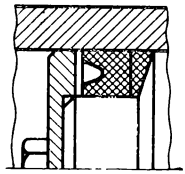


Рис. 34

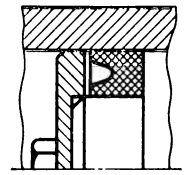
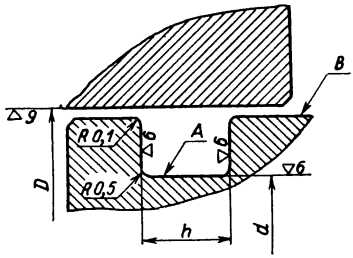


Рис. 35

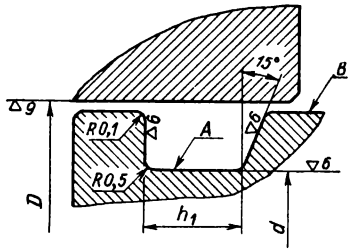
34. Канавки под манжеты при уплотнении цилиндра

Размеры в *мм*

Без защитного кольца



С защитным кольцом



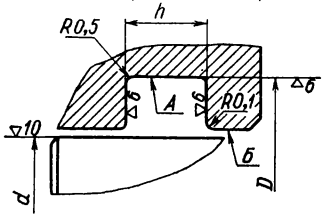
Обозначение манжеты $D \times d$	D		d (отклонение по C_4)	h	h_1	E
	Номинал	Отклонение		Отклонение по A_7		
12×4	12	$\frac{A_3}{X_3}$	4	7,5	10,7	0,05
16×8	16		8			
18×10	18		10			
20×12	20		12			
25×16	25		16	8,5	11,5	0,07
32×22	32		22			
36×25	36		25		11,3	
40×28	40		28		11,15	
45×36	45		36			
50×40	50		40			
55×45	55		45			
60×50	60		50			
63×50	63		50	11	13,5	0,1
65×50	65		50			
70×55	70		55		13,25	
75×60	75		60			
80×63	80		63		13,0	
90×75	90		75		13,25	
100×80	100	$\frac{A_3}{X}$	80	12	13,7	
110×90	110		90			
125×110	125		110		13,0	
140×125	140		125			
160×140	160		140			
180×160	180		160			
200×180	200	$\frac{A_3}{Д}$	180		13,7	
220×200	220		200			
250×230	250		230			
280×260	280		260			
320×300	320		300			

* E — радиальное биение поверхности A относительно поверхности B.

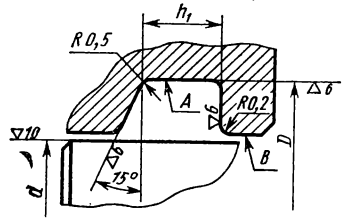
35. Канавки под манжеты при уплотнении штока

Размеры в *мм*

Без защитного кольца



С защитным кольцом

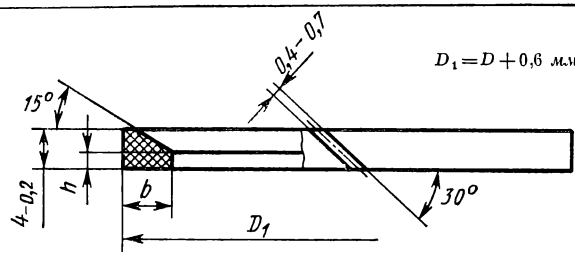


Обозначение манжеты $D \times d$	d		D (отклонение по A_4)	h	h_1	E *
	Номинал	Отклонение		Отклонение по A_7		
12×4	4	$\frac{A_3}{X_3}$	12	8,5	10,7	0,05
14×5	5		14		10,5	
14×6	6		14		10,7	
16×8	8		16			
18×10	10		18			
20×12	12		20			
22×14	14		22			
25×16	16		25		11,3	
28×18	18		28		11,15	0,07
30×20	20		30			
32×22			32		11,5	
36×25			36		11,3	
40×28	28		40		11,5	
42×32	32		42			
45×36	36		45			
50×40	40		50			
55×45	45		55		10,75	
60×50	50		60			
63×50	50		63	11	13,0	0,1
70×55	55		70		13,25	
75×60	60		75			
80×63	63		80		12,7	
85×70	70		85		13,25	
100×80	80		100	12	13,7	
110×90	90	$\frac{A_3}{X}$	110			
120×100	100		120			
125×110	110		125		13	
140×125	125		140			
160×140	140		160			
180×160	160		180			
200×180	180		200			
220×200	200	$\frac{A_3}{Д}$	220		13,7	
240×220	220		240			
270×250	250		270			
300×280	280		300			

* E — радиальное биение поверхности A относительно поверхности B или $Б$.

36. Кольца типа 1 — для уплотнения цилиндра

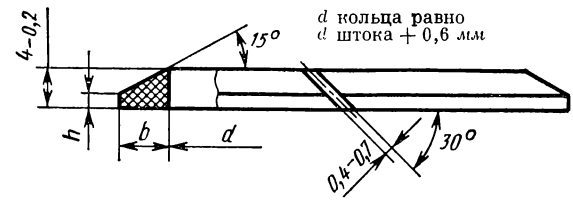
Размеры в *мм*



Диаметр цилиндра D	b	h	Масса 1000 шт. в *кг*	Диаметр цилиндра D	b	h	Масса 1000 шт. в *кг*
12	4,2	3,2	0,42	70	7,7	2,25	6,5
16			0,52	75			7,0
18			0,60	80	8,7	2	7,5
20			0,84	90	7,7	2,25	8,5
25	4,7	3	1,38	100	10,2	1,7	12,5
32	5,2		1,8	110			14,0
36	5,7	2,8	1,95	125	7,8	1	16,0
40	6,2	2,65	2,40	140			18,5
	4,7	3	2,75	160	10,3	1,7	21,5
50	5,2		2,95	180			23,5
55			3,4	200			26,5
60			5,7	220			27,6
				250			31,0
63	6,7	2,5	6,0	280			35,0
65			6,2				

37. Кольца типа 2 — для уплотнения штока

Размеры в *мм*



Диаметр штока d	b	h	Масса 1000 шт. в *кг*	Диаметр штока d	b	h	Масса 1000 шт. в *кг*
4	4,2	3,2	0,38	20		3	1,60
	4,7	3	0,40	22			1,71
6	4,2	3,2	0,46	25	5,7	2,80	1,74
8			0,56	28	6,2	2,65	1,87
10			0,72				2,14
12			0,79	32	5,2	3	2,20
14			0,87	36	4,7		2,50
16	4,7	3	1,04	40			2,80
				45			
18	5,2		1,50	50			3,20

Продолжение табл. 37

Диаметр штока d	b	h	Масса 1000 шт. в *кг*	Диаметр штока d	b	h	Масса 1000 шт. в *кг*
55	7,7	2,25	5,30	125	7,8	1	15,3
60			5,60	140			16,8
63	8,7	2	5,67	160			19,1
70	7,7	2,25	6,50	180			21,4
80			10,1	200			23,4
90	10,2	1,7	11,2	220	10,3	1,7	26,0
100			12,2	250			29,5
110	7,8	1	13,8	280			33,0
				320			41,2

ГОСТ 10589—63 предусматривает отклонения на размеры D_1, d_1 и b для колец типа 1 и 2.

Пример обозначения защитного кольца типа 1 при уплотнении цилиндра диаметром $D = 125$ *мм*:

Кольцо защитное 1-125

То же, для типа 2 при уплотнении штока $d = 110$ *мм*:

Кольцо защитное 2-110

Уплотнение штока. Установка манжеты в цельном корпусе по рис. 36 и 37, в составном — по рис. 38 и 39.

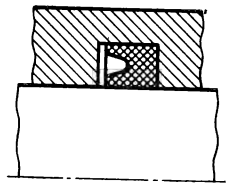


Рис. 36

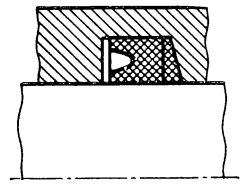


Рис. 37

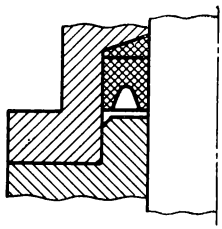


Рис. 38

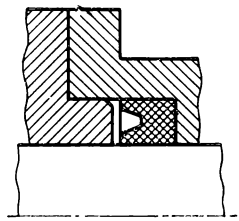


Рис. 39

Рекомендации по применению защитных колец. Защитные кольца (табл. 36 и 37) устанавливают при давлении свыше 100 *кГ/см*^{2}. При давлениях менее 100 *кГ/см*^{2} допускается устанавливать защитные кольца для повышения ресурса манжет.

Защитные кольца изготовляют:

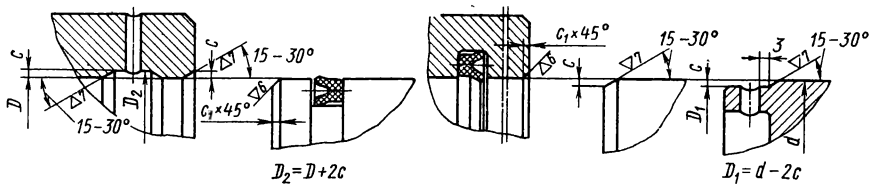
а) из полиамидной смолы 68Н и 68С по ГОСТу 10589—63;

б) из капролона В по технической документации, утвержденной в установленном порядке;

в) из фторопласта-4 марки Н по технической документации, утвержденной в установленном порядке, для работы при температуре не более 70° С и давлении 100 *кГ/см*^{2}.

38. Заходные фаски

Размеры в *мм*



Номинальные диаметры поршней и цилиндров D, штоков и плунжеров d	c (не менее)	c_1 (не менее)	Уплотнения собирают после тщательной очистки и промывки деталей с применением обильной смазки рабочей жидкостью
От 5 до 16	2,0	0,5	
Св. 18 » 50	2,5	1,5	
» 55 » 200	3,0	3,0	
» 220 » 300	3,5	4,0	

Рекомендации по монтажу манжет. Для облегчения монтажа и устранения возможности повреждения манжет необходимо предусмотреть заходные фаски (табл. 38) в цилиндре и на штоке.

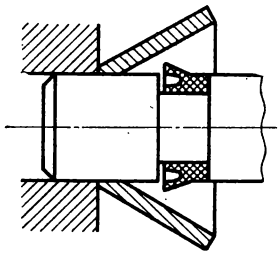


Рис. 40

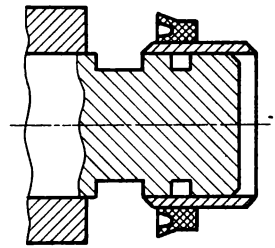


Рис. 41

При невозможности изготовления заходных фасок в отверстии следует применять оправки (рис. 40).

Если при сборке манжета проходит через канавку, то рекомендуется применять оправку, как указано на рис. 41.

Для проверки упругости и зазора s защитных колец применяются оправки (рис. 42 и 43).

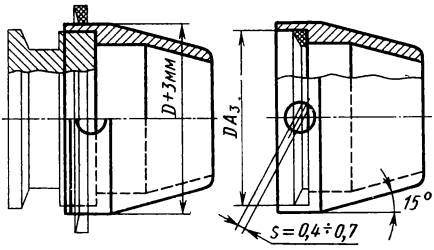


Рис. 42

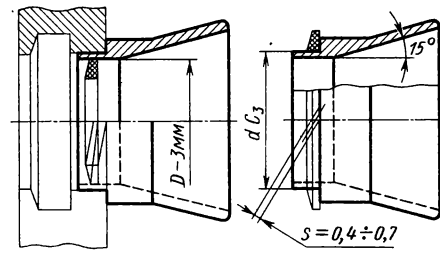


Рис. 43

Указания по проектированию пресс-форм. 1. Размеры пресс-форм назначать с учетом усадки резины.

2. Шероховатость поверхностей пресс-форм: рабочих (формующих) — ▽ 9 полировать, посадочных — ▽ 7; остальных — ▽ 6.

3. Рабочие поверхности хромировать на толщину 0,02—0,035 *мм*.

4. Острые углы пресс-форм, не относящиеся к манжете и обрывным канавкам, скруглять $R = 0,5$ *мм*.

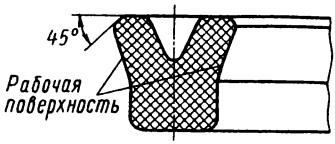


Рис. 44

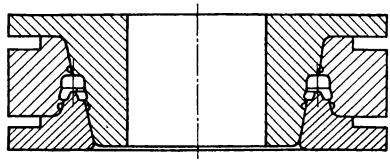


Рис. 45

5. Разъем пресс-формы рекомендуется размещать в месте пересечения конусной поверхности, образованной фаской под углом 45°, с плоскостью (рис. 44); не допускается разъем на рабочей поверхности манжеты.

6. Число мест, высота и исполнительные размеры пресс-форм должны быть согласованы с заводом-изготовителем манжет.

Схема конструкции пресс-форм показана на рис. 45.

Резиновые уплотнительные манжеты для пневматических устройств

(по ГОСТу 6678—72)

39. Условия работы и материал манжет

Условия работы [1]				Материал манжет	
Рабочая среда	Диапазон температур, °С	Скорость возвратно-поступательного движения в *м/с*, при диаметре цилиндров (штоков)		Группа резины	Тип каучука для изготовления резины
		до 160	св. 160		
Воздух с парами масел или топлива	От —55 до +55	До 1,0	До 0,5	1	СКН-18 и СКН-26
	От —20 до +150				СКФ-26
	От —30 до +100			3	СКН-40
Воздух	От —65 до +100			4	СКМС-10

[1] Рабочее давление 0,05—10 *кГ/см²*

Применение манжет. На рабочей поверхности цилиндра или штока, по которой перемещается манжета, допускаются поперечные отверстия *а* диаметром не более 1,5 *мм* (рис. 46).

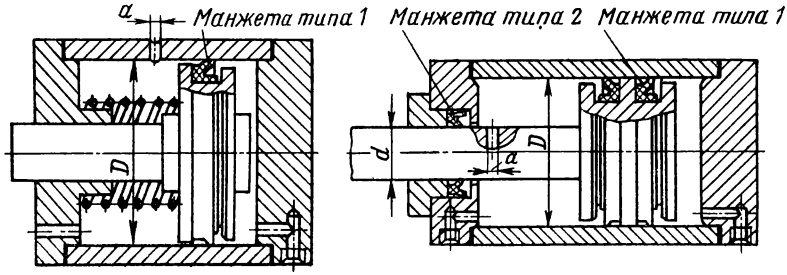


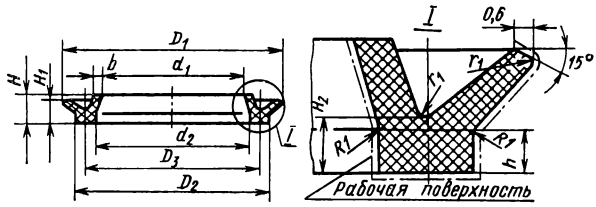
Рис. 46

Канавки для манжеты. Для манжет типов 1 и 2 рекомендуются канавки полного профиля — исполнения I; допускаются канавки с низким буртом — исполнения II. При диаметрах цилиндров и штоков до 20 *мм* поршни и корпуса

40. Типы, форма и размеры манжет

Тип 1 — для уплотнения цилиндров

Размеры в мм



D — уплотняемый диаметр цилиндра	D_1	D_2	D_3	d_1	d_2	H	H_1 ±0,2	H_2 ±0,5	h ±0,15	b ±0,15	±0,1	±0,1	Масса 1000 шт. в кг
20	21	17,5	14	9,5	10,5	4	3,5	1,7	1,2	1	0,5	0,28	0,70
22	23	19,5	16	11,5	12,5								0,80
25	26	22	18	13	14	5	4,5	2	1,5	1,5		0,25	1,30
28	29	25	21	16	17								1,60
32	33	29	25	20	21								1,80
36	37	32	27,5	21	23	6	5,5	2,5	1,5	1,5	0,8	0,5	2,80
40	41	36	31,5	25	27								3,30
45	46	41	36,5	30	32								3,60
50	50	45	40	33	35	6,5	6	3		2			4,90
56	56	51	46	39	41								6.00
60	60	55	50	43	45								6,40
70	70	65	60	53	55								7,30
80	80	74	69	62	64								8.50
90	90	84	79	72	74								9,40
100	100	94	89	82	84								11,40
110	109	103	97,5	90	92	7	6	3	2,2	2	1	0,5	12,60
125	124	118	112,5	105	107								14,90
140	139	132	126,5	118	121								18,70
160	159	152	146,5	138	141								22.60
180	179	172	166,5	158	161								23.20
200	199	192	186,5	178	181								24,70
220	219	211	205	195	199	8	7	3,5	2,5		1,2	0,5	27.00
250	249	241	235	225	229								30.50
280	279	271	265	255	259								33.70
320	319	311	305	295	299								38,50

ГОСТ 6678—72 предусматривают $D = 10 \div 18$; 63; 71; 360 и 400 мм;

Пример обозначения манжеты типа 1, $D = 70$ мм из резины группы 1:

Манжета 1-070-1 ГОСТ 6678—72

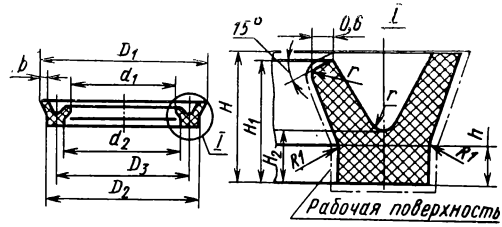
То же, из резины группы 2:

Манжета 1-070-2 ГОСТ 6678—72

Продолжение табл. 40

Тип 2 — для уплотнения штоков

Размеры в *мм*



d — уплотняемый диаметр штока	d_1	d_2	D_1	D_2	D_3	H	H_1	H_2	h	b			Масса 1000 шт. в *кг*
5	4	6	14	12	9	4	3,5	1,5	1	1	0,5	0,25	0,35
6	5	7	15	13	10								0,40
8	7	9	17	15	12								0,60
10	9	12	21	19	15,5	5	4,5		1,5				1,00
12	11	14	23	21	17,5								1,02
14	13	16	25	23	19,5								1,15
16	15	18	29	27	22,5	6	5,5	2,5	1,5	1,5	0,8	0,25	2,10
18	17	20	31	29	24,5								2,16
20	19	22	33,5	31	26,5								2,48
22	21	24	35,5	33	28,5								2,60
25	24	27	38,5	36	31,5								2,90
28	27	30	41,5	39	34,5								3,28
32	31	34	45,5	43	38,5								3,78
36	34,5	38	49,5	47	42,5								4,20
40	38,5	42	53,5	51	46,5								4,80
45	43,5	48	60,5	58	53	7	6	3	2	1,75		0,5	5,10
50	48,5	53	65,5	63	58								6,40
56	54	59	71,5	69	64								6,56
60	58	63	75,5	73	68								7,50
70	68	73	85,5	83	78								8,92
80	78	83	95,5	93	88								10,50
90	88	93	105,5	103	98								11,10
100	98	103	115,5	113	108								12,20

ГОСТ 6678—72 предусматривает *d* 9; 11; 63; 71 и св. 100 до 200 *мм*.

Пример обозначения манжеты типа 2, $d = 12$ *мм* из резины группы 1:

Манжета 2-012-1 ГОСТ 6678—72

То же, из резины группы 2:

Манжета 2-012-2 ГОСТ 6678—72

41. Физико-механические показатели резины для манжет

Показатели	Группы резины			
	1	2	3	4
Предел прочности при разрыве в $кГ/см^2$, не менее	80	120	100	130
Относительное удлинение при разрыве в %, не менее	160	120	120	100
Остаточное удлинение после разрыва в %, не более	6	10	10	
Твердость по твердомеру ТИР в условных единицах	70—80	70—80	80—90	70—80
Температура хрупкости при замораживании в °С, не выше	—60	—25	—35	—70
Изменение массы при набухании в течение 24 ч при температуре 70° С в %:				
в смазке ЦИАТИМ-221 (ГОСТ-9433-60)	—	$+0{,}1 \div +0{,}6$	—	—
в среде АМГ-10 (ГОСТ 6794-53)	—	—	$-0{,}5 \div +2$	—

должны быть только разъемными, а свыше 20 *мм* могут быть как разъемными, так и неразъемными. Наибольшие значения k (табл. 42 и 43) приведены исходя из условий надежной работы манжет; наименьшие значения не ограничиваются.

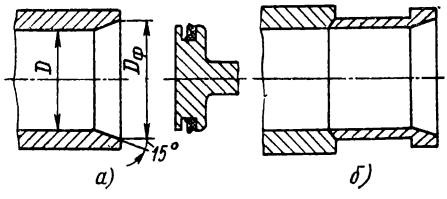


Рис. 47

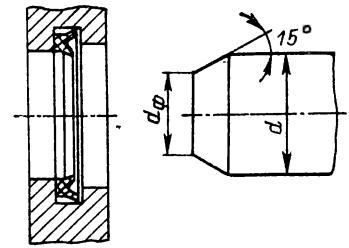


Рис. 48

Указания по монтажу и эксплуатации. Для удобства монтажа поршней рекомендуется изготовлять заходные конуса непосредственно в цилиндрах (рис. 47, *а*) или в оправках (рис. 47, *б*)

$$D_\Phi > (D_1 + n),$$

где D_1 — наружный диаметр манжеты типа 1; n принимают 3 *мм* для D до 80 *мм*; 5 *мм* для D св. 80 до 125 *мм*; 6 *мм* при D св. 125 до 200 *мм*; 7 *мм* при D св. 200 *мм*.

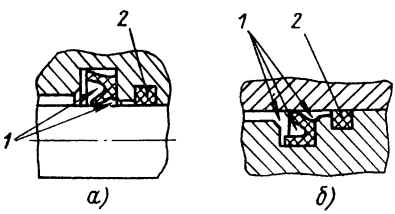


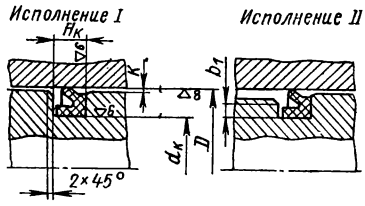
Рис. 49

Для удобства монтажа штоков рекомендуется изготовлять на них заходные конуса (рис. 48).

$$d_\Phi < (d_1 - n_1),$$

где d_1 — внутренний диаметр манжеты типа 2 в сборе; n_1 принимают 1,5 *мм* при d до 28 *мм*; 2 *мм* при d св. 28 до 50 ; 2,5 *мм* при d св. 50 *мм*.

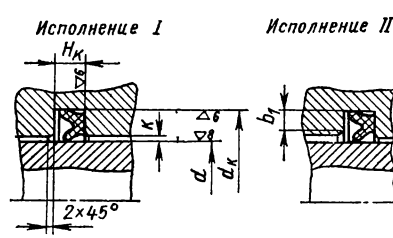
42. Канавки для манжеты типа 1
Размеры в *мм*



Фаска 0,25×45°

Уплотняемый диаметр цилиндра D (отклонение по A_4)	$d_к$ (отклонение по C_4)	$H_к$ (отклонение по A_5)	k не более	b_1 не более
20 22	11,5 13,5	4,4	0,3	1,3
25 28 32	15 18 22	5,5		1,9
36 40 45	24 28 33	6,6		
50 56 60 70 80 90 100	37 43 47 57 67 77 87	7,2	0,35	2,5
110 125 140 160 180 200	96 112 126 146 166 186	7,7	0,5	
220 250 280 320	204 234 264 304	8,8	0,6	

43. Канавки под манжеты типа 2
Размеры в *мм*



Фаска 0,25×45°

Уплотняемый диаметр штока d (отклонение по X_4)	$d_к$ (отклонение по A_5)	$H_к$ (отклонение по A_5)	k не более	b_1 не более
5 6 8	13 14 16	4,4	0,2	1,3
10 12 14	20 22 24	5.5		
16 18 20 22 25 28 32 36 40	28 30 32 34 37 40 44 48 52	6,6		1,9
45 50 56 60 70 80 90 100	59 64 70 74 84 94 104 114	7,7	0,4	2,3

Манжеты и уплотняемые поверхности деталей должны быть смазаны.

В устройствах общего назначения смазка производится путем подачи распыленного в сжатом воздухе масла (индустриальное 20 по ГОСТу 1707—51).

При перемещении поршня или штока на длину более 15 *мм* рекомендуется применять смазочное кольцо *2* из тонкошерстного войлока по ГОСТу 288—72, пропитанного маслом МВП по ГОСТу 1805—51 (рис. 49, *а* и *б*). Места закладки смазки показаны стрелками *1*.

Рабочие поверхности пресс-форм должны иметь шероховатость не ниже ∇ 9.

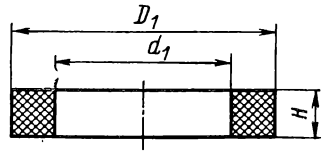
Резиновые уплотнительные кольца прямоугольного сечения для гидравлических устройств

(по нормали машиностроения МН 5396—64)

Кольца (табл. 44) предназначены для уплотнения плунжеров (штоков) и цилиндров насосов и других гидравлических устройств, работающих при давлении до 600 *кГ/см*², скорости возвратно-поступательного движения до 1,5 *м/сек* и температуре от —15 до +80° С на минеральных маслах, пресной и морской воде, керосине и других жидкостях, нейтральных к материалу колец.

44. Форма и размеры колец

Размеры в *мм*



Уплотняемые диаметры		d_1		D_1		H		Масса 100 шт. в *кг*
плунжера (штока) d	цилиндра D	Номинал	Отклонение	Номинал	Отклонение	Номинал	Отклонение	
10	22	9,3	±0,3	23	±0,4	8	±0,2	0,37
12	25	11,3		26				0,46
14	28	13,3		29				0,55
16	—	15,3		31				0,60
18	32	17,3		33				0,67
20	—	19	±0,4	36		9		0,88
—	36	20		37				0,92
22	—	21		39				1,02
—	40	23		41				1,08
25	—	24		42				1,12
28	45	27		46		10		1,45
32	50	31		51,5				1,70
—	55	34		56,5				2,20
36	—	35		57,5		11		2,36
40	60	39		61,5				2,57
45	—	44		66,5				2,87
50	70	48,5	±0,5	71,5	±0,5	12	±0,3	3,45
55	—	53,5		76,5				3,75
60	80	58,5		81,5				4,04
70	90	68,5		91,5				4,6
80	100	78,5		102	±0,6			5,33
90	110	88,5		112				6,02

Пример обозначения кольца для плунжера (штока) $d = 70$ или цилиндра $D = 90$:

Кольцо 70×90 МН 5396—64

То же, для плунжера $d = 36$:

Кольцо d36 МН 5396—64

То же, для цилиндра $D = 36$:

Кольцо D36 МН 5396—64

Технические требования. Резина, применяемая для изготовления колец, должна иметь следующие физико-механические показатели:

Предел прочности при разрыве в *кГ/см²*	Не менее 70
Относительное удлинение при разрыве в %	200
Остаточное удлинение после разрыва в %	Не более 28
Температура хрупкости при замораживании в ° С	выше —15
Изменение веса при испытании на набухание в течение 24 *ч* в %:	
в смеси из 75 весовых частей бензина (ГОСТ 443—56) и 25 весовых частей бензола (ГОСТ 8448—61) при температуре 20 ± 5° С	Не более 20
в топливе марки Т-1 (ГОСТ 10227—62) при температуре 20 ± 5° С	±5
в масле МС (ГОСТ 10227—62) при температуре 20±5° С	±5%
в масле МС (ГОСТ 1013—49) при температуре 130° С	+3 и —6
Твердость по ТМ-2	менее 70

Допускается закругление кромок кольца радиусом не более 0,3 *мм*.

Рекомендации по применению колец. Уплотнительные кольца следует применять в паре с защитными кольцами, как показано на рис. 50 (уплотнение

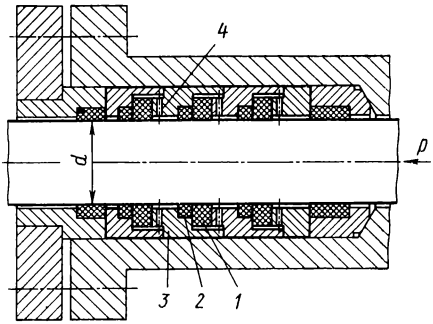


Рис. 50

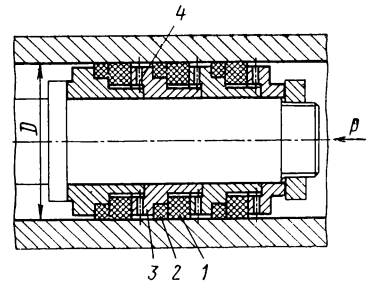


Рис. 51

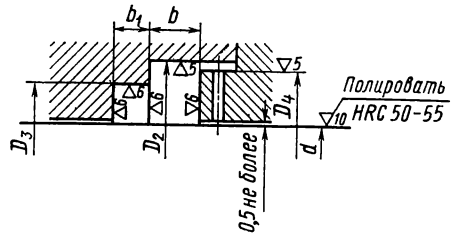
штока) и 51 (уплотнение цилиндра), где *1* — уплотнительное кольцо; 2 — защитное кольцо; *3* — кассета; *4* — отверстие для подвода рабочей жидкости.

Поверхности пресс-форм, соприкасающиеся с формуемыми кольцами, не ниже ▽ 9.

Число уплотнительных колец принимают в зависимости от рабочего давления:

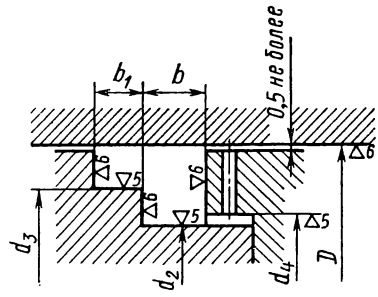
Рабочее давление в *кГ/см²*	До 200	Св. 200 до 400	Св. 400 до 600
Число колец	1; 2	2; 3	3; 4

45. Канавки под кольца для уплотнения плунжера (штока)
Размеры в *мм*



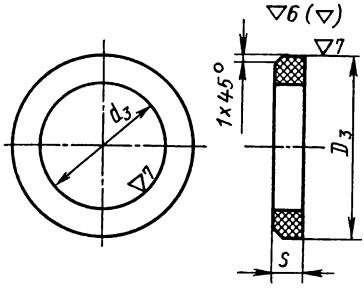
Уплотняемый диаметр плунжера (штока) d (отклонение по X_3)	D_2 (отклонение по A_5)	D_3 (отклонение по A_3)	D_4 (отклонение по C_5)	b (отклонение +0,1)	b_1 (отклонение по A_3)
10	26	18	24	7,8	5
12	30	21	28		
14	32	24	30		
16	34	26	32		
18	36	28	34		
20	40	30	38	8,8	6
22	42	32	40		
25	48	37	45		
28	50	40	48	9,8	
32	55	45	52		
36	62	50	60	10,8	
40	68	55	65		
45	70	60	68		
50	75	65	72	11,8	8
55	82	70	78		
60	90	75	85		
70	100	85	95		
80	110	95	105		
90	120	105	115		

46. Канавки под кольца для уплотнения цилиндра
Размеры в *мм*



Уплотняемый диаметр цилиндра D (отклонение по A_3)	d_2 (отклонение по C_5)	d_3 (отклонение по C)	d_4 (отклонение по A_5)	b (отклонение +0,1)	b_1 (отклонение по A_3)
22	7	13	9	7,8	5
25	9	15	11		
28	10	18	13		
32	14	22	17	8,8	6
36	17	25	19		
40	20	28	22		
45	24	32	26	9,8	
50	28	36	30		
55	30	40	32	10,8	
60	35	45	38		
70	45	55	48	11,8	8
80	52	65	55		
90	62	75	65		
100	72	85	75		
110	80	95	85		

47. Форма и размеры защитных колец в *мм*



Рекомендуемый материал защитных колец для работы в среде нефтепродуктов, минеральных масел и воды — текстолит марки ПТК по ГОСТу 5—52 и другие антифрикционные материалы, стойкие к воздействию рабочей жидкости.

Уплотняемые диаметры: плунжера (штока)	Уплотняемые диаметры: цилиндра	d_3 (отклонение по A_3)	D_3: Номин.	D_3: Отклонение при уплотнении: плунжера (штока)	D_3: Отклонение при уплотнении: цилиндра	s (отклонение по C_4)	Масса 100 шт. в *кг*
10	—	10	18				0,12
12	—	12	21				0,17
—	22	13	22				0,18
14	—	14	24			5	0,20
—	25	15	25				0,21
16	—	16	26				0,22
18	28	18	28				0,24
20	—	20	30				0,31
22	32	22	32				0,40
—	36	25	36				0,43
25	—	25	37		X_3		0,45
28	40	28	40			6	0,49
32	45	32	45				0,61
36	50	36	50	C_3			0,75
40	55	40	55				0,83
45	60	45	60				0,97
50	—	50	65				1,46
55	70	55	70				1,60
60	—	60	75				1,70
—	80	65	80				1,85
70	—	70	85				1,95
—	90	75	90			8	2,10
80	—	80	95		X		2,21
—	100	85	100				2,38
90	—	90	105				2,46
—	110	95	110				2,64

Резиновый шнур круглого и прямоугольного сечения

(по ГОСТу 6467—69)

Резиновый шнур круглого и прямоугольного сечения предназначен для работы в качестве уплотнительной детали.

48. Типы шнуров и их применение

Тип	Основная характеристика	Степень твердости	Применение
1	Кислотощелочестойкий	Мягкий (М), средней (С) и повышенной (П) твердости	В растворах кислот и щелочей концентрацией до 20% (за исключением азотной и уксусной кислот) в интервале температур от —30 до +50° С, а также в среде воздуха, инертного газа и воды
2	Теплостойкий	Мягкий (М), средней (С) и повышенной (П) твердости	В среде воздуха в интервале температур от —30 до +90° С и в среде водяного пара до +140° С
3	Морозостойкий	Мягкий (М), средней (С) и повышенной (П) твердости	В среде воздуха в интервале температур от —45 по +50° С
4	Маслобензостойкий	Мягкий (М), средней (С) и повышенной (П) твердости	В среде масла или бензина в интервале температур от —30 до +50° С
	Для пищевой промышленности	Средней (С) твердости	В соприкосновении с пищевыми продуктами в интервале температур от —30 до +50° С

49. Размеры резинового шнура в *мм*

Шнур круглого и квадратного сечения	Шнур прямоугольного сечения								
Диаметр или размер стороны	Высота	Ширина							
2,0	—	—	—	—	—	—	—	—	—
2,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—
3,0	3,0	6	8	10	12	16	20	—	—
4,0	4,0	6	8	10	12	16	20	25	—
5,0	5,0	6	8	10	12	16	20	25	32
6,0	6,0	8	10	12	16	20	25	32	40
8,0	8,0	10	12	16	20	25	32	40	50
10,0	10,0	12	16	20	25	32	40	50	60
12,0	12,0	16	20	25	32	40	50	50	—
16,0	16,0	20	25	32	40	50	60	60	—
20,0	20,0	25	32	40	50	60	—	—	—
25,0	25,0	32	40	50	60	—	—	—	—
32,0	32,0	40	50	60	—	—	—	—	—
40,0	40,0	50	60	—	—	—	—	—	—
50,0	50,0	60	—	—	—	—	—	—	—
60,0	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Длина шнура в зависимости от размеров его сечения от 3 до 40 *м*

50. Физико-механические свойства резины шнуров

Показатели	Твердость	Нормы для резины				
		кислото-щелоче-стойкой	тепло-стойкой	морозо-стойкой	масло-бензо-стойкой	пищевой
Относительное удлинение в %, не менее	М	350	350	350	400	—
	С	250	300	220	300	250
	П	200	180	200	120	—
Относительное остаточное удлинение в %, не более	М	30	30	30	40	—
	С	30	30	25	40	30
	П	25	20	10	25	—
Твердость по ТШР в *кГ/см²*	М	4,5—7,5	4,5—7,5	4,5—7,5	4,5—7,5	—
	С	7,6—12	7,6—12	7,6—12	7,6—12	5—10
	П	12,1—20	12,1—20	12,1—20	12,1—20	—

Коэффициент теплостойкости резины для теплостойких шнуров не менее 0,7. Температура хрупкости резины для морозостойких шнуров не выше—50° С.

Пример обозначения шнура типа 3, средней твердости, круглого сечения, диаметром 12 *мм*:

Шнур 3С ⌀ 12 ГОСТ 6467—69

То же, шнура типа 3, мягкого, квадратного сечения, размером 20×20 *мм*:

Шнур 3М 20×20 ГОСТ 6467—69

То же, шнура типа 4, повышенной твердости, прямоугольного сечения, размером 6×12 *мм*:

Шнур 4П 6×12 ГОСТ 6467—69

Сальниковые устройства

В вентилях, задвижках и другой арматуре уплотнение между шпинделем и крышкой, а также уплотнение штоков, скалок, нырял и прочих деталей, имеющих возвратно-поступательное движение, создается сальниками с мягкой и металлической набивкой (рис. 52—54).

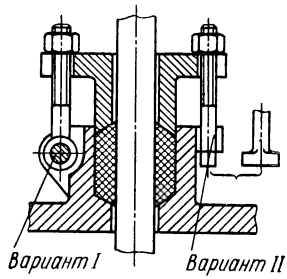


Рис. 52

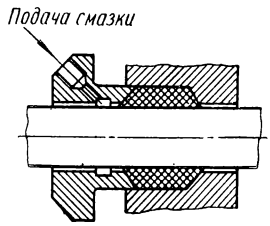


Рис. 53

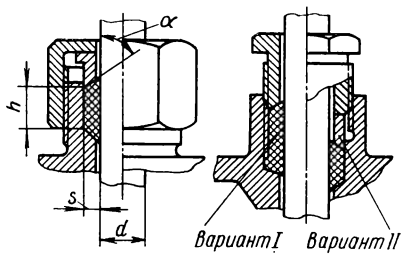


Рис. 54

При необходимости усиленной смазки поверхности штока и шпинделя вводят дополнительную подводку смазки. При небольшом диаметре штока можно применять нажимную или накидную гайку. Размеры элементов сальникового уплотнения для штоков можно определить на основании эмпирических зависимостей и конструктивных соображений. Величина s не должна быть меньше 3—4 *мм*, но не рекомендуется более 30 *мм*. Обычно $s = 1{,}5\sqrt{d} \div 2{,}5\sqrt{d}$ (меньшее значение для сальников с накидной гайкой).

Величина h зависит от давления и среды; ее принимают обычно $(5 \div 8)\,s$.

Для газов и паров выбирают большее значение s и h, для жидкостей — меньшее. Большее значение s берут также для быстроходных машин и больших давлений. Угол α принимают 45—60°.

Размеры сальниковых уплотнений для шпинделей определяют из следующего соотношения: $s = (1{,}4 \div 2)\sqrt{d}$.

Сальниковые набивки
(по ГОСТу 5152—66)

Набивки применяют в сальниковых уплотнениях машин и аппаратуры с целью герметизации сальника. Набивки, пропитанные антифрикционным составом, применяют также для смазки сальника. Данные о набивках приведены в табл. 51.

51. Характеристика и размеры сальниковых набивок

Набивка (марка и ее условное обозначение)	Характеристика набивки	Размеры (диаметр, сторона квадрата или прямоугольника) в *мм*	Условия применения		
			Предельное давление среды в *кГ/см²*, не более	Предельная температура среды в °С, не более	Среда
Плетеные набивки					
Хлопчатобумажная сухая (ХБС)	Шнур сквозного плетения, квадратный из хлопчатобумажной пряжи (ГОСТ 6904—70) и пряжи № 12/6 и 20/6	4; 5; 6; 8; 10; 13; 16; 19; 22; 25; 28	200	+100	Воздух, смазочные масла, питьевая вода
Хлопчатобумажная пропитанная (ХБП)	То же, но из пряжи, пропитанной антифрикционным составом		200	+100	Воздух, смазочные масла, топливо нефтяное, промышленная вода
Пеньковая сухая (ПС)	Шнур, сплетенный из льняной (ГОСТ 10078—62), пеньковой или джутовой пряжи (ГОСТ 4638—69):				
	сквозного плетения, квадратный	4; 5; 6; 8; 10; 16; 19; 22; 25; 28	160	+100	Воздух, смазочные масла, промышленная вода, водяной пар
	с однослойным оплетением сердечника, круглый или квадратный	5; 6; 8; 10; 13; 16; 19; 22; 25		—40	
	с многослойным оплетением сердечника, круглый или квадратный	8; 10; 13; 16; 19; 22; 25; 28; 32; 35; 38; 42; 45; 50		—40	Жидкий и газообразный аммиак
Асбестовая сухая (АС)	Шнур сквозного плетения, квадратный из асбестовой нити (ГОСТ 1779—72)	4; 5; 6; 8; 10; 13; 16; 19; 22; 25; 28	45	+400	Воздух, водяной пар, промышленная вода
Асбестовая пропитанная (АП)	То же, но из нити, пропитанной антифрикционным составом		45	+300	Воздух, газы и агрессивные пары, топливо нефтяное тяжелое, нефтепродукты, слабо кислотные растворы
Скатанная набивка					
Прорезиненная льняная (ПЛ)	Шнур круглый, скатанный из прорезиненной льняной ткани	8; 10; 13; 16; 19; 22; 25; 28; 32; 35; 38; 42; 45; 50; 55; 60; 65; 70	200	+100	Промышленная вода

ГОСТ 5152—66 предусматривает и другие типы и марки набивок.

Пример обозначения плетеных хлопчатобумажных пропитанных набивок многослойного плетения диаметром 10 *мм*:

Набивки многослойноплетеные марки ХБП D10 ГОСТ 5152—66

Пример обозначения скатанных прорезиненных хлопчатобумажных с резиновым сердечником набивок диаметром 16 *мм*:

Набивки скатанные марки ПХБРС D16 ГОСТ 5152—66

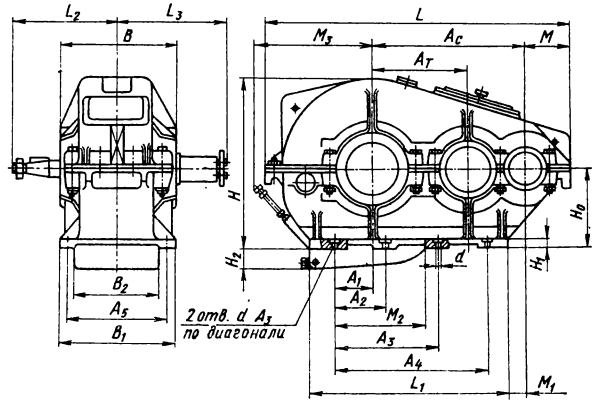
ГЛАВА XI

РЕДУКТОРЫ

ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ГОРИЗОНТАЛЬНЫЕ ДВУХСТУПЕНЧАТЫЕ РЕДУКТОРЫ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ

1. Редукторы типа РМ

Размеры в *мм*



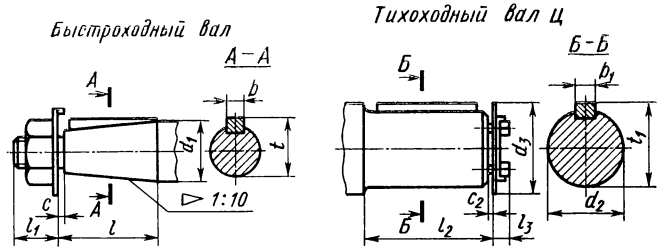
Типоразмер редуктора	A_c	$A_т$	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	B	B_1	B_2	H	H_0	H_1
РМ-250Б	250	150	45	—	—	235	190	230	230	—	312	160	22
РМ-350Б	350	200	60	—	—	310	250	270	290	—	400	200	23
РМ-500Б	500	300	110	240	—	480	310	350	350	—	592	300	25
РМ-500	500	300	110	240	—	480	310	350	350	—	592	300	25
РМ-650	650	400	155	215	430	645	410	470	470	318	699	320	35
РМ-750Б	750	450	230	275	550	825	450	510	510	356	743	320	35
РМ-850Б	850	500	205	300	600	900	520	580	580	408	875	400	35

Типоразмер редуктора	H_2	L	L_1	L_2	L_3	M	M_1	M_2	M_3	d	Число отверстий d	Масса без масла в *кг*
РМ-250Б	—	540	320	200	238,5	101	35	—	249	17		85
РМ-350Б	—	710	415	260	268.5	122	60	—	280	17	4	145
РМ-500Б	—	976	580	330	345,5	143	90	—	420	17		336
РМ-500	—	986	620	330	345,5	148	80	—	420	17	6	390
РМ-650	95	1278	830	430	452	183	85	495	460	25	8	740
РМ-750Б	130	1448	1020	450	472	207	55	620	525	25		1030
РМ-850Б	105	1632	1100	510	525	236	75	610	530	32		1230

У редукторов РМ-250Б, РМ-350Б и РМ-500 ванна за опорную поверхность не выходит.

2. Концы валов

Размеры в мм



Типоразмер редуктора	Быстроходный вал						Тихоходный вал						
	d_1	l	l_1	t	b	c	d_2 (по *Пр*)	d_3	l_2	l_3	t_1	b_1	c_2
РМ-250Б	30	60	20	16,5	8	2		65	85	18,5	63	18	2
РМ-350Б	40	85	25	21,5	12	3	55	65	85	18,5	63	18	2
РМ-500 и РМ-500Б	50	85	25	28	16	3	80	90	125	20,5	93	28	
РМ-650	60	108	32	32,5	18	3	110	130	165	22	127	36	2
РМ-750Б	60	108	32	32,5	18	3	110	130	165	22	127	36	2
РМ-850Б	90	135	35	49	24	5	130	150	200	27,5	147	36	3

Для тихоходного вала, кроме цилиндрического конца, предусматриваются концы валов венца зубчатой и кулачковой муфты.

Схемы сборок редукторов (рис. 1)

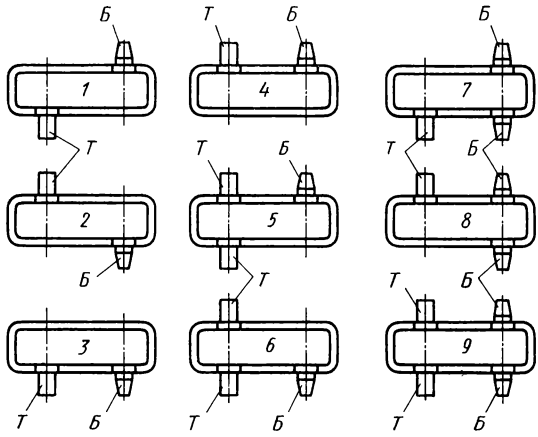


Рис. 1. Схемы сборок: *1—9* — обозначение сборок; *Б* — конец быстроходного вала; *Т* — конец тихоходного вала

3. Исполнения по передаточному числу зубьев и числу зубьев

Ступень редуктора		Исполнения по передаточному числу								
		I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX
		Передаточное число								
		48,57	40,17	31,50	23,34	20,49	15,75	12,64	10,35	8,23
		Число зубьев								
Первая	Шестерня	11	13	14	18	20	22	26	30	35
	Колесо	88	86	85	81	79	77	73	69	64
Вторая	Шестерня	14	14	16	16	16	18	18	18	18
	Колесо	85	85	83	83	83	81	81	81	81

4. Мощности на быстроходном валу редукторов

Частота вращения в *об/мин* быстроходного вала	Продолжительность включения ПВ в %	Мощность в *квт* для исполнения								
		I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX
		Типоразмер редуктора РМ-250Б								
600	15	1,2	1,4	1,8	2,5	2,9	3,6	4,3	4,8	5,6
	25	1,0	1,2	1,6	2,2	2,5	3,1	3,7	4,2	4,9
	40	0,85	1,0	1,4	1,9	2,1	2,6	3,1	3,6	4,2
	100	0,35	0,4	0,55	0,75	0,85	1,2	1,5	1,8	2,2
750	15	1,5	1,7	2,2	3,1	3,6	4,0	4,6	5,5	6,2
	25	1,3	1,5	1,9	2,7	3,1	3,5	4,0	4,8	5,4
	40	1,1	1,3	1,6	2,3	2,6	3,0	3,4	4,0	4,5
	100	0,4	0,5	0,7	0,9	1,0	1,4	1,8	2,2	2,8
1000	15	1,8	2,4	2,6	3,6	4,0	4,6	5,5	6,2	6,8
	25	1,6	2,1	2,3	3,1	3,5	4,0	4,8	5,4	5,9
	40	1,4	1,8	2,0	2,6	3,0	3,4	4,1	4,6	5,0
	100	0,55	0,65	0,9	1,2	1,4	2,0	2,4	3,0	3,75
1250	15	2,2	2,6	3,0	4,0	4,6	5,2	6,1	6,5	7,4
	25	1,9	2,3	2,6	3,5	4,0	4,5	5,3	5,7	6,4
	40	1,6	2,0	2,2	3,0	3,4	3,8	4,5	4,9	5,4
	100	0,7	0,8	1,1	1,5	1,7	2,4	3,1	3,7	4,7
1500	15	2,4	2,9	3,1	4,3	5,1	5,5	6,9	7,0	7,7
	25	2,1	2,5	2,7	3,7	4,4	4,8	5,5	6,1	6,7
	40	1,8	2,1	2,3	3,1	3,7	4,1	4,7	5,2	5,7
	100	0,8	0,95	1,35	1,8	2,0	3,0	3,8	4,5	5,6
		Типоразмер редуктора РМ-360Б								
600	15	2,8	3,4	4,7	6,2	6,9	9,3	11,2	13,0	15,3
	25	2,4	2,9	4,1	5,4	6,0	8,1	9,7	11,3	13,3
	40	2,1	2,5	3,4	4,6	5,1	6,9	8,3	9,6	11,3
	100	0,85	0,95	1,2	1,6	1,8	2,7	3,4	4,2	5,3
750	15	3,5	4,1	5,8	7,5	8,2	11,2	13,1	15,2	17,5
	25	3,0	3,6	5,0	6,5	7,1	9,7	11,4	13,2	15,2
	40	2,6	3,1	4,3	5,5	6,1	8,3	9,7	11,2	12,9
	100	0,95	1,1	1,5	2,0	2,3	3,4	4,4	5,6	6,5

Продолжение табл. 4

Частота вращения в *об/мин* быстроходного вала	Продолжительность включения ПВ в %	Мощность в *квт* для исполнения								
		I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX
1000	15	4,6	5,5	7,5	9,6	10,5	13,9	16,1	18,1	21,5
	25	4,0	4,8	6,5	8,3	9,2	12,1	14,0	15,7	18,6
	40	3,5	4,0	5,5	7,1	7,8	10,3	11,9	13,3	15,8
	100	1,25	1,5	2,0	2,7	3,1	4,6	5,7	7,0	8,7
1250	15	5,7	6,7	9,0	11,4	12,9	16,1	17,7	21,0	24,5
	25	4,9	5,8	7,8	9,9	11,2	14,0	15,4	18,1	21,5
	40	4,4	5,0	6,6	8,4	9,5	11,9	13,1	15,4	18,3
	100	1,6	1,9	2,5	3,4	3,8	5,7	7,1	8,7	9,9
1500	15	6,6	7,8	10,7	13,0	14,8	18,1	21,0	26,0	27,0
	25	5,8	6,8	9,3	11,3	12,9	15,7	18,2	21,0	23,5
	40	4,9	5,8	7,9	9,6	11,0	13,4	15,5	17,8	20,2
	100	1,9	2,3	3,0	4,1	4,6	6,9	8,5	9,5	13,1
Типоразмер редуктора РМ-500Б и РМ-500										
600	15	9,3	11,1	14,8	21,0	22,5	28,0	33,0	37,5	44,0
	25	8,1	9,7	12,9	17,6	19,8	24,5	29,0	33,0	38,0
	40	6,9	8,2	10,9	15,0	16,8	20,5	24,5	27,5	32,5
	100	2,8	3,2	4,3	5,8	6,6	9,3	11,5	14,1	17,7
750	15	11,6	13,8	17,4	24,5	27,5	31	37,0	43,0	49,0
	25	10,1	12,0	15,1	21,0	24,0	27	32,0	37,0	42,5
	40	8,6	10,2	12,8	18,1	20,4	23	27,0	31,5	36,0
	100	3,3	3,8	5,4	7,3	8,3	11,5	14,4	17,6	22,1
1000	15	14,6	18,1	24,0	28,0	31,5	35,5	43,0	48,5	52,5
	25	12,7	15,7	18,1	24,5	27,5	31,0	37,5	42,0	46,0
	40	10,8	13,4	15,4	20,5	23,0	26,0	32,0	35,5	39,0
	100	4,3	5,2	7,2	9,7	11,0	15,4	19,2	23,5	26,8
1250	15	16,9	21,5	23,0	31,5	35,9	40,0	47,5	52,0	57,0
	25	14,7	18,5	20,5	27,5	31,0	35,0	41,5	44,5	49,5
	40	12,5	15,7	17,3	23,5	25,5	29,5	35,0	38,0	42,0
	100	5,4	6,5	9,0	12,1	13,8	19,3	24,0	26,5	34,5
1500	15	18,8	23,0	26,0	37,0	40,0	43,3	50,0	55,0	60,5
	25	16,3	20,0	22,5	32,0	34,0	38,0	43,5	47,5	52,5
	40	13,9	17,0	19,2	27,0	29,0	32,0	37,0	40,5	44,5
	100	6,0	7,8	10,8	14,6	16,6	23,0	26,0	32,0	40,0
Типоразмер редуктора РМ-650										
600	15	20,5	26,0	29,5	42,0	48,5	55,0	65,0	75,0	86,0
	25	17,9	22,5	25,5	36,6	42,0	47,5	57,0	65,0	75,0
	40	15,2	19,2	21,5	31,0	35,5	40,0	48,0	55,0	63,5
	100	6,7	7,7	10,3	13,8	15,8	22,0	27,5	33,5	42,0
750	15	23,5	30,0	33,0	47,5	55,0	60,0	71,0	84,0	95,0
	25	20,5	26,0	29,0	41,0	47,5	53,0	62,0	73,0	83,0
	40	17,4	22,0	24,5	35,0	40,5	44,5	52,5	62,0	70,0
	100	7,7	9,2	12,8	17,4	19,5	27,5	35,0	42,0	48,0
1000	15	28,5	36,0	40,7	55,0	64,0	69,0	85,0	95,0	106
	25	25,0	31,5	35,5	48,0	56,0	60,0	73,0	83,0	90,0
	40	21,0	26,5	30,0	40,5	47,0	51,0	62,5	70,0	76,0
	100	10,1	12,3	17,0	23,0	26,6	37,0	46,0	46,0	50,5

Продолжение табл. 4

Частота вращения в *об/мин* быстроходного вала	Продолжительность включения ПВ в %	Мощность в *квт* для исполнения								
		I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX
1250	15	33,0	41,0	45,5	61.5	73,0	79,0	92,0	102	—
	25	28,5	35,5	39,5	53,5	63,5	68,5	80,0	87,5	—
	40	24,5	30,5	33,5	46,5	54,0	58,0	68,0	74,0	—
	100	12,7	15,5	21,5	29,0	33,0	46,0	52,0	63,5	—
1500	15	36,5	44,5	48,5	69,0	80,5	85,0	—	—	—
	25	32,0	38,5	42,0	60,0	70,0	74,0	—	—	—
	40	27,0	33,0	36,0	51,0	60,0	63,0	—	—	—
	100	15,2	18,2	25,5	34,5	39,5	50,0	—	—	—
Типоразмер редукторов РМ-750Б										
600	15	32,0	38,5	51,0	70,0	78,0	96,0	115	129	151
	25	28,0	33,5	44,0	61,0	68,0	84,0	100	112	131
	40	23,5	28,6	37,5	52,0	58,0	71,0	85,0	95,0	111
	100	9,5	11,0	14,5	19,5	22,5	31,5	39,0	47,5	60,0
750	15	40,0	47,5	60,0	84,0	95,0	107	127	147	168
	25	34,5	41,0	52,0	73,0	83,0	93,0	110	128	146
	40	29,5	35,0	44,5	62.0	70.0	79,0	94,0	109	124
	100	11,0	13,1	18,2	24.5	28,0	39,0	48,5	60,0	68.0
1000	15	51,0	62,0	72,0	97,0	108	122	149	168	—
	25	44,0	54,0	63,0	85,0	94,0	106	130	146	—
	40	37,0	46.0	53,0	72,0	80.0	90,0	110	124	—
	100	14,5	17,5	23,8	35,0	37,5	52,0	59,0	72,0	—
1250	15	58,0	73,0	80,0	109	123	138	162	—	—
	25	51,0	64,0	70,0	95,0	108	120	142	—	—
	40	43,0	54,0	59,0	80,0	92,0	102	120	—	—
	100	18,1	22,0	30,6	41,0	46,5	59,0	74,0	—	—
1500	15	65,0	79,0	86,0	120	135	150	—	—	—
	25	56,0	69,0	75,0	104	118	130	—	—	—
	40	48.0	59.0	63,0	89,9	100	111	—	—	—
	100	21.5	26,5	36.5	49,0	56,0	71,0	—	—	—
Типоразмер редуктора РМ-850Б										
600	15	44,0	53,0	73,0	94,0	108	144	172,0	202	242
	25	38,5	46,0	63,0	82,0	94,0	125	150,0	176	210
	40	32,5	39,0	54,0	69.0	80,0	106	127,0	149	178
	100	13,1	14,7	20,0	27,5	31,0	43,0	53,5	66,0	83,0
750	15	55,0	66,0	88,0	116	131	174	200	236	264
	25	47,0	57,0	77,0	101	114	151	174	205	230
	40	40,5	48,5	65,0	86,0	97,0	120	148	174	195
	100	15,2	17,9	25,0	33,5	38,5	54,0	67,0	75,0	94.0
1000	15	73,0	86,0	115	148	162	193	236	—	—
	25	63,0	75,0	100	129	141	168	205	—	—
	40	54,0	64,0	85,0	110	120	143	174	—	—
	100	21,3	24,0	33,0	45	51,0	72,0	82,0	—	—
1250	15	89,0	105	127	172	196	—	—	—	—
	25	78,0	91,0	111	150	171	—	—	—	—
	40	66,0	77,0	95,0	128	145	—	—	—	—
	100	24,6	30,0	41,5	56,0	64,0	—	—	—	—

Продолжение табл. 4

Частота вращения в *об/мин* быстроходного вала	Продолжительность включения ПВ в %	Мощность в *квт* для испол I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX
1500	15	103	122	137	186	—	—	—	—	—
	25	90,0	106	119	162	—	—	—	—	—
	40	76,0	90,0	101	138	—	—	—	—	—
	100	29,6	35,0	50,5	68,0	—	—	—	—	—

Прочерки в таблице относятся к редукторам, в которых окружная скорость в зацеплении выше расчетной, поэтому в этих случаях редукторы не должны применяться.

5. Предельные кратковременно действующие крутящие моменты на тихоходном валу редукторов в *кГ·м*

Типоразмер редуктора	Частота вращения в *об/мин* быстроходного вала	Исполнение по передаточному числу I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX
РМ-250Б	600	340	340	330	330	330	310	310	290	260
	750		340	330	320	320	310	300	280	250
	1000		340	320	320	320	300	300	260	230
	1250		330	320	310	310	300	270	250	220
	1500		330	320	310	310	290	260	230	200
РМ-350Б	600	800	790	770	760	740	720	690	680	660
	750	800	790	760	740	730	700	680	660	630
	1 000	790	780	750	730	720	680	660	640	610
	1 250	780	770	740	710	700	660	640	610	580
	1 500	770	740	710	690	680	640	610	600	540
РМ-500Б и РМ-500	600	2 700	2 690	2 550	2 500	2 500	2 400	2 250	2 050	1 800
	750	2 700	2 650	2 550	2 500	2 450	2 350	2 100	1 900	1 650
	1 000	2 600	2 600	2 500	2 400	2 400	2 100	1 900	1 700	1 450
	1 250	2 600	2 550	2 440	2 350	2 300	1 950	1 700	1 500	1 300
	1 500	2 550	2 500	2 400	2 300	2 200	1 850	1 600	1 400	1 140
РМ-650	600	6 350	6 250	6 000	5 900	5 650	4 600	4 100	3 700	3 350
	750	6 250	6 150	5 950	5 650	5 250	4 300	3 800	3 400	2 900
	1 000	6 200	6 050	6 700	5 500	4 600	3 850	3 400	2 950	2 700
	1 250	6 000	5 850	5 400	4 650	4 000	3 500	3 050	2 550	—
	1 500	5 900	5 750	5 250	4 300	3 750	3 200	—	—	—
РМ-750Б	600	9 500	8 900	8 500	8 300	8 200	7 550	6 750	6 000	5 200
	750	8 900	8 800	8 400	8 100	8 000	7 000	6 200	5 450	4 700
	1 000	8 700	8 550	8 100	7 900	7 600	6 200	5 400	4 750	—
	1 250	8 500	8 300	7 900	7 500	7 000	5 600	4 860	—	—
	1 500	8 350	8 100	7 650	6 900	6 350	5 100	—	—	—
РМ-850Б	600	12 280	12 200	11 680	11 340	11 140	10 480	10 160	8 900	7 680
	750	12 180	12 000	11 520	10 940	10 800	10 120	9 260	8 100	6 900
	1 000	11 840	11 640	11 040	10 560	10 300	9 560	9 000	—	—
	1 250	11 640	11 340	10 640	10 100	9 820	—	—	—	—
	1 500	11 320	11 040	10 300	9 680	—	—	—	—	—

Прочерки в таблице относятся к редукторам, в которых окружная скорость в зацеплении выше расчетной, поэтому в этих случаях редукторы не должны применяться.

Выбор редуктора. Исходными данными для выбора редуктора являются: наибольшая нагрузка, соответствующая нормально протекающей работе редуктора; режим работы; число оборотов в минуту быстроходного вала; передаточное число.

Нагрузка может быть выражена через момент или соответствующую ему мощность.

Мощности на быстроходном валу, приведенные в табл. 4, передаются редукторами при 8 *ч* работы в сутки и постоянной по величине и непрерывно действующей нагрузке.

Если требуемое число оборотов быстроходного вала находится между величин, приведенных в таблицах, то значение мощности и крутящих моментов определяется линейной интерполяцией.

В случае отсутствия заводских данных о крутящих моментах на тихоходном валу, их допускаемые величины определяют по формуле

$$M_{кт} = 794 \frac{Ni}{n_б} \eta$$

где N — табличное значение мощности в *квт*; i — передаточное число редуктора; $n_б$ — число оборотов быстроходного вала; η — к. п. д. редуктора.

Смазка редукторов. Заводами—изготовителями редукторов для заливки в картер рекомендуется смазочное масло: цилиндровое легкое 11 (ГОСТ 1841—51) для редукторов РМ-250Б, РМ-350Б, РМ-500Б и РМ-500 и машинное СУ (ГОСТ 1707—51) для редукторов РМ-650, РМ-750Б, РМ-850Б.

Обозначение редуктора при заказе. При заказе редуктора указывают его типоразмер, исполнение по передаточному числу, номер схемы сборки и вид выступающего конца тихоходного вала.

Пример обозначения редуктора типа РМ с суммарным межосевым расстоянием $A_c = 500$ *мм*, исполнением по передаточному числу II, номером схемы сборки 2 с цилиндрическим концом Ц тихоходного вала:

Редуктор РМ-500 — II—2Ц

Заводы-изготовители. Редукторы общего назначения типа РМ-250Б, РМ-350Б, РМ-500Б, РМ-750Б, РМ-850Б, а также РМ-1000, данные которого не приведены в данном справочнике, изготовляет Ижевский опытно-показательный редукторный завод имени Ленина.

Редукторы РМ-500 и РМ-650 изготовляет Ленинградский машиностроительный завод им. Котлякова (г. Ленинград, В48, 17 линия, 54).

Номенклатура редукторов, изготовляемых промышленностью, систематически изменяется. Поэтому для заказа редуктора необходимо предварительное подтверждение изготовления его заводом-изготовителем.

ЧЕРВЯЧНЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ РЕДУКТОРЫ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ РЧУ (по ГОСТу 13563—68)

Червячные цилиндрические одноступенчатые универсальные редукторы общего назначения (табл. 6—8) изготовляют без искусственного охлаждения, с корпусами из алюминиевого сплава, отлитыми под давлением.

Допускается изготовлять редукторы с чугунными корпусами, но с учетом ограничений по термической мощности, указанных в табл. 10.

Редукторы могут применяться:

а) при температуре окружающей среды от минус 40 до плюс 40° С;

б) в условиях, не требующих специальной защиты от пыли, и в неагрессивных средах;

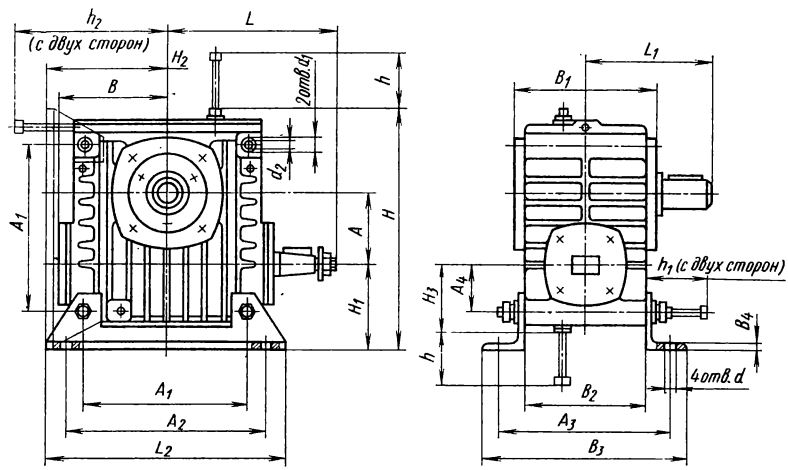
в) при вращении валов в обе стороны со скоростью вращения до 1500 *об/мин*;

г) при горизонтальной оси червячного колеса и расположении червяка под колесом, над колесом и сбоку колеса, а также при вертикальной оси колеса и расположении червяка сбоку колеса;

д) с лапами, без лап и в виде насадных на валы рабочих машин.

При повторно-кратковременных режимах работы и консистентной смазке допускается произвольное расположение редукторов в пространстве,

6. Габаритные и присоединительные размеры в *мм*



Обозначение редукторов	A	A_1	A_2	A_3	A_4	B	B_1	B_2	B_3	B_4	d	d_1 (отклонение по A_3)	d_2, не менее	H	H_1	H_2
РЧУ-40	40	105	150	140	35	78	120	100	164	4	13	16	10,5	180	72	89,5
РЧУ-50	50	125	160	145	35	86	125	105	180	4	13	16	10,5	200	72	99,5
РЧУ-63	63	150	180	165	42	100	145	125	197	5	13	16	10,5	225	82	115
РЧУ-80	80	180	225	185	50	117	164	140	212	5	15	18	12,5	267	92	132
РЧУ-100	100	220	270	230	55	140	200	175	265	5	17	18	14	310	95	150
РЧУ-125	125	280	350	280	75	190	230	200	325	7	22	25	18	385	125	190
РЧУ-160	160	360	450	335	95	245	280	245	425	9	22	30	22	490	160	245

Обозначения редукторов	H_3, не более	L	L_1	L_2	h	h_1	h_2	Масса редуктора (без масла) с полым валом, без лап в *кг*, не более		Масса лап в *кг*, не более	Масса тихоходного вала в *кг*, не более	
		отклонение по $A_3=B_3$			не менее			Корпус из алюминиевого сплава	Корпус из чугуна		с одним выходным концом	с двумя выходными концами
РЧУ-40	55	115	90	180	115	80	145	5,3	7,0	0,6	0.3	0.4
РЧУ-50	55	125	100	190	150	90	165	6,5	8.5	0,8	0.6	0.7
РЧУ-63	65	150	100	220	155	115	200	10,3	16.7	1,1	0.8	1,0
РЧУ-80	75	180	120	260	190	135	240	14,2	23,4	1,5	1,2	1,4
РЧУ-100	85	220	180	310	290	145	270	26,5	46,0	1,7	3,5	4,4
РЧУ-125	100	260	200	400	330	175	335	49,0	82,0	4,8	6,0	7,4
РЧУ-160	130	335	250	490	420	220	420	76,5	135	12,8	10,7	13,7

Размеры B_1 и H_3 — справочные.

Размеры h, h_1 и h_2 определяют наименьшее расстоян необходимое для извлечения масломерной иглы из корпуса.

Исполнения редукторов:

а) по схеме сборки (рис. 2). Концы быстроходных валов выполняют коническими; концы тихоходных валов — цилиндрическими. В исполнении 4 оба конца тихоходного вала выполняют одинаковыми;

б) по расположению червячной пары (рис. 3);

в) по способу крепления (рис. 4).

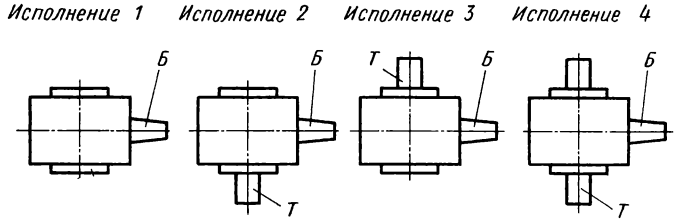


Рис. 2. Схемы сборок: *Б* — конец быстроходного вала; *Т* — конец тихоходного вала, *П* — полый вал

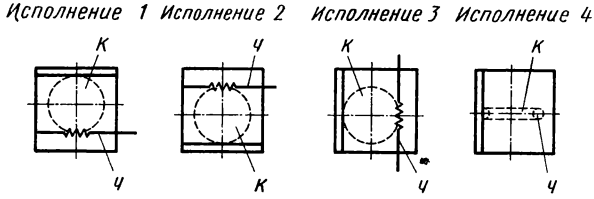


Рис. 3. Расположение червячной пары:
Ч — червяк; *К*— колесо

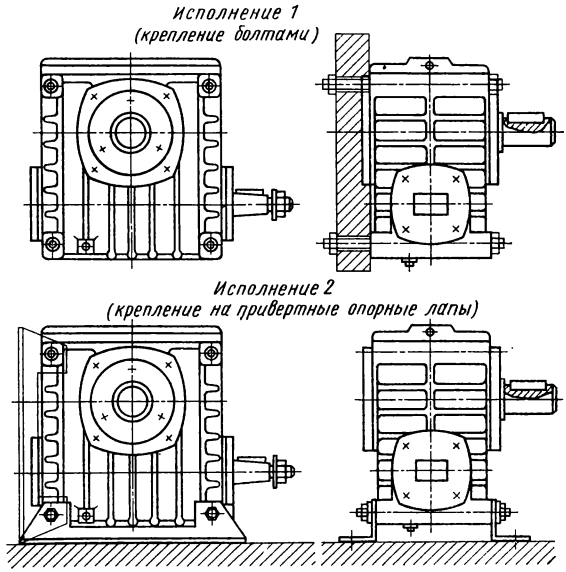
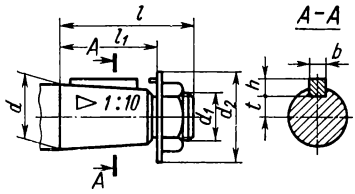


Рис. 4. Способы крепления

7. Концы быстроходных валов

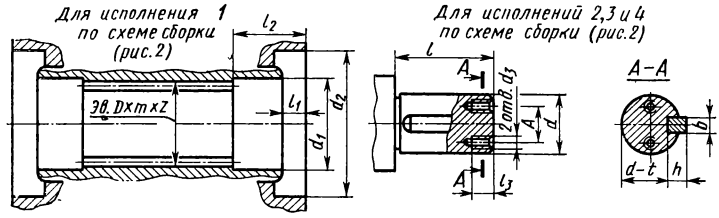
Размеры в *мм*



Обозначения редукторов	d	d_1 (3 кл.)	d_2	l	l_1		t	h
РЧУ-40	16	М10×1,25	26	40	30	5	4,3	5
РЧУ-50	16	М10×1,25	26	40	30	5	4,3	5
РЧУ-63	22	М12×1,25	32	50	38	6	6,6	6
РЧУ-80	25	М16×1,5	40	60	45	8	7,5	7
РЧУ-100	32	М20×1,5	45	80	60	10	10,1	8
РЧУ-125	36	М20×1,5	45	80	60	10	12,1	8
РЧУ-160	40	М24×2	50	110	85	12	13,8	8

8. Концы тихоходных валов

Размеры в *мм*



Обозначения редукторов	Вал исполнения 1 по схеме сборки				Вал исполнений 2, 3, 4 по схеме сборки					Соединение			
										шпоночное по ГОСТу 8788—68 и ГОСТу 10748—68			шлицевое по ГОСТу 6033—51
	d_1, не более	d_2	l_2	l_1	d (отклонение по H)	d_3	l	l_3, не менее	A	b	h	$d-l$	Эв $D\times m\times z$
РЧУ-40	24	60	23,5	3,5	18	М4	28	15	—	6	6	14,5	22×1,5×14
РЧУ-50	30	70	24	4	22	М5	36	18	—	6	6	18,5	28×1,5×18
РЧУ-63	32	70	38	18	25	М6	42	24	—	8	7	21,0	30×1,5×18
РЧУ-80	39	90	50	24	32	М8×1	58	30	—	10	8	27,0	38×2×18
РЧУ-100	52	110	56,5	27	40	М8×1	82	16	20	12*	8	35	50×2×24
РЧУ-125	68	125	68	18	50	М10×1,25	82	20	32	14*	12	42,5	60×2,5×22
РЧУ-160	77	140	75	35	60	М10×1,25	105	20	32	18*	16	50	75×2,5×28

* По ГОСТу 10748—64.

Размеры l и l_1 — справочные.

Пример обозначения универсального червячного редуктора с межосевым расстоянием $A = 160$ *мм*, передаточным числом $i = 40$, выполняемым по схеме сборки 4 с верхним червяком (исполнение 2 по расположению червячной пары), без лап (исполнение 1 по способу крепления):

РЧУ-160-40-4-2-1 ГОСТ 13563—68

То же, с нижним червяком и лапами:

РЧУ-160-40-4-1-2 ГОСТ 13563—68

Допускаемые нагрузки и выбор редукторов. Для редукторов с межосевыми расстояниями $A \leqslant 80$ *мм* при любом режиме работы, а также для редукторов с $A \geqslant 100$ *мм* при повторно-кратковременных режимах работы, если продолжительность работы редуктора под нагрузкой не превышает 24 *мин* в час, значения нагрузок, установленные по механической прочности передач (табл. 9), не ограничиваются термической мощностью редукторов при предельно допустимых значениях температуры: окружающего воздуха $t_в \leqslant 40°$ С и масла в ванне $t_м \leqslant 90°$ С.

Для редукторов с межосевыми расстояниями $A \geqslant 100$ *мм* при непрерывной работе, числах оборотов червяка n_1 и передаточных числах i, расположенных в табл. 9 выше жирной линии, допускаемые нагрузки ограничиваются термической мощностью редукторов и должны устанавливаться по табл. 10.

Расчетный момент на тихоходном валу

$$M_p = M_n k,$$

где M_n — наибольший момент в *кГ·м*, передаваемый редуктором при нормально протекающем процессе работы машины; k — коэффициент условий работы (табл. 11).

Подбор редуктора производят путем сопоставления расчетного момента M_p со значениями M_2 по табл. 9 (или по табл. 10, если допускаемая нагрузка ограничивается термической мощностью редуктора) при соответствующем сочетании числа оборотов n_1 и номинального передаточного числа i.

Если заданное число оборотов червяка (n_1) находится между величинами, указанными в табл. 9, то табличные значения M_2 определяют линейной интерполяцией. При $n_1 < 750$ *об/мин* редуктор выбирают по моменту M_2, соответствующему $n_1 = 750$ *об/мин*.

При периодически изменяющемся числе оборотов червяка редуктор выбирают по наибольшему числу оборотов.

При нагружении выходного вала червячного колеса консольной нагрузкой (например, при посадке на конец вала шкива, звездочки, зубчатого колеса и т. п.) величина ее при приложении в середине выступающего конца вала не должна превосходить значения, вычисляемого по формуле

$$P_{конс} = \frac{500 M_2}{d},$$

где M_2 — допускаемый момент на валу червячного колеса в *кГ·м* (по табл. 9); d — диаметр выступающего вала червячного колеса в *мм* (см. чертеж табл. 8).

Значения к. п. д. редукторов приведены в табл. 12. Они соответствуют среднему эксплуатационному уровню.

Примеры выбора редукторов

Пример 1. Требуется выбрать червячный редуктор для привода смесителя от электродвигателя для следующих условий работы:

частота вращения электродвигателя $n = 1000$ *об/мин*;

передаточное число редуктора $i = 50$;

наибольший момент на валу смесителя $M_n = 50$ *кГ·м*;

продолжительность работы 7 *ч* в сутки.

Расчет.

1. Определяем расчетный момент

$$M_p = M_n k = 50 \cdot 1{,}25 = 62{,}5 \text{ кГ} \cdot м$$

(коэффициент k принимаем по табл. 11 для нагрузки с умеренными ударами).

2. По табл. 9 подбираем редуктор РЧУ-125, для которого $M_2 = 68{,}1$ *кГ·м*.

Допускаемая нагрузка редуктора не ограничивается его термической мощностью.

9. Допускаемые нагрузки редукторов при непрерывной работе до 12 ч в сутки

(по механической прочности передач)

A — межосевое расстояние редукторов в *мм*; i — номинальное передаточное число редуктора; n_1 — число оборотов червяка в минуту; N_1 — мощность на валу червяка в *квт*; M_2 — момент на валу червячного колеса в *кГм*.

A	i	n_1 = 750		n_1 = 1000		n_1 = 1500	
		N_1	M_2	N_1	M_2	N_1	M_2
40	8,0	0,35	3,1	0,45	3,0	0,60	2,7
	10,0	0,30	3,1	0,40	3,0	0,50	2,7
	12,5	0,20	2,7	0,25	2,6	0,35	2,5
	16,0	0,20	3,1	0,25	3,1	0,35	2,8
	20,0	0,15	3,1	0,20	3,1	0,30	2,9
	25,0	0,10	2,7	0,15	2,7	0,20	2,5
	31,5	0,10	3,1	0,15	3,1	0,20	2,8
	40,0	0,10	3,1	0,15	3,1	0,20	2,8
	50,0	0,10	2,9	0,10	2,8	0,15	2,7
	63,0	0,05	2,75	0,10	2,75	0,10	2,6
50	8,0	0,70	6,0	0,85	5,6	1,10	5,0
	10,0	0,50	5,5	0,65	5,3	0,85	4,8
	12,5	0,40	5,4	0,55	5,4	0,70	4,8
	16,0	0,40	6,0	0,45	5,6	0,60	5,1
	20,0	0,30	5,5	0,35	5,4	0,50	4,9
	25,0	0,25	5,4	0,30	5,5	0,40	4,9
	31,5	0,20	6,0	0,30	5,6	0,35	5,1
	40,0	0,15	5,5	0,20	5,4	0,30	4,9
	50,0	0,15	5,4	0,20	5,5	0,25	4,9
	63,0	0,10	5,3	0,15	5,2	0,20	4,9
	80,0	0,10	4,1	0,10	4,0	0,15	3,8
63	8,0	1,25	11,5	1,60	10,5	2,10	9,8
	10,0	1,00	10,9	1,20	10,2	1,60	9,3
	12,5	0,80	11,2	1,00	10,4	1,35	9,5
	16,0	0,70	11,8	0,90	10,9	1,15	9,8
	20,0	0,55	11,0	0,70	10,3	0,90	9,4
	25,0	0,45	11,2	0,60	10,5	0,75	9,5
	31,5	0,40	11,8	0,50	10,9	0,70	10,0
	40,0	0,30	11,0	0,40	10,3	0,50	9,4
	50,0	0,30	11,2	0,35	10,5	0,45	9,7
	63,0	0,20	10,2	0,30	10,3	0,40	9,5
	80,0	0,15	8,4	0,20	8,7	0,25	8,2
80	8,0	2,50	22,5	3,10	21,1	4,10	18,9
	10,0	2,00	22,3	2,30	20,6	3,20	18,5
	12,5	1,60	22,4	2,00	20,9	2,60	18,8
	16,0	1,35	22,9	1,05	21,4	2,20	19,1
	20,0	1,10	22,5	1,35	21,0	1,75	18,9
	25,0	0,90	22,6	1,10	21,2	1,45	19,2
	31,5	0,80	22,9	1,00	21,4	1,25	19,2
	40,0	0,70	22,5	0,80	21,1	1,05	19,1
	50,0	0,55	22,7	0,65	21,1	0,85	19,3
	63,0	0,40	22,0	0,60	21,1	0,75	19,3
	80,0	0,30	17,2	0,40	16,4	0,55	15,9
100	8,0	4,40	41,2	5,50	39,2	6,80	32,4
	10,0	3,40	38,8	4,15	36,3	5,60	33,0
	12,5	2,90	41,2	3,50	38,3	4,80	34,8
	16,0	2,40	42,2	3,00	39,5	3,65	32,8
	20,0	1,90	39,8	2,30	37,2	3,0	33,4
	25,0	1,60	41,2	1,90	38,6	2,50	35,1

* Фактические значения i не должны отличаться от номинальных более чем на 5%.

Продолжение табл. 9

A		n_1					
		750		1000		1500	
		N_1	M_2	N_1	M_2	N_1	M_2
100	31,5	1,40	42,2	1,80	39,9	2,10	34,3
	40,0	1,10	39,8	1,30	37,2	1,70	33,3
	50,0	0,90	41,2	1,10	39,4	1,50	35,4
	63,0	0,80	38,2	1,10	35,5	1,10	32,4
	80,0	0,45	33,2	0,70	31,8	0,90	30,5
125	8,0	8,0	74,5	9,90	70,1	12,0	57,3
	10,0	6,3	72,4	7,70	67,2	9,2	54,8
	12,5	5,1	72,4	6,30	67,5	7,5	55,1
	16,0	4,3	76,0	5,40	70,9	6,4	58,2
	20,0	3,4	73,5	4,10	67,6	5,0	55,9
	25,0	2,8	73,0	3,40	68,1	4,1	56,2
	31,5	2,4	76,3	3,05	70,9	3,6	58,7
	40,0	1,9	73,0	2,40	68,1	2,8	55,9
	50,0	1,6	73,0	2,00	68,1	2,3	56,2
	63,0	1,2	67,4	1,50	64,0	1,9	56,6
	80,0	0,9	57,3	1,15	56,1	1,5	51,5
160	8,0	16,1	150,0	17,8	127,4	20,4	98,5
	10,0	12,6	147,5	14,2	125,3	18,5	113,5
	12,5	10,4	150,0	11,6	128,0	15,5	115,0
	16,0	8,6	152,5	9,50	128,0	11,4	105,0
	20,0	7,0	150,0	7,70	127,8	10,4	116,0
	25,0	5,9	152,5	6,40	129,0	8,5	117,0
	31,5	4,8	152,5	5,50	129,5	6,5	107,5
	40,0	4,1	152,0	4,80	139,5	5,8	116,0
	50,0	3,4	153,0	3,70	130,5	4,8	117,0
	63,0	2,3	130,5	2,90	122,4	3,3	100,0
	80,0	1,8	120,0	2,20	116,0	3,0	111,0

10. Допускаемые нагрузки, ограничиваемые термической мощностью редукторов, при непрерывной работе до 12 ч в сутки

A		n_1					
		750		1000		1500	
		N_{1T}	M_{2T}	N_{1T}	M_{2T}	N_{1T}	M_{2T}
100	8,0	4,20	39,2	4,80	34,2	5,55	26,3
	10,0	3,50	40,0	4,30	37,6	4,95	29,2
	12,5	3,50	60,0	4,30	47,1	4,95	36,0
	16,0	2,60	45,7	3,00	39,5	3,65	32,8
	20,0	2,00	42,0	2,50	40,4	3,00	33,4
	25,0	2,00	51,6	2,40	48,8	3,00	42,1
	31,5	1,55	46,7	1,65	36,5	2,05	33,4
	40,0	1,45	52,2	1,60	44,8	1,85	36,3
	50,0	1,45	66,0	1,60	55,2	1,80	42,0
	63,0	1,10	52,5	1,20	43,3	1,35	40,8
	80,0	1,10	81,2	1,15	52,4	1,30	44,8
125	8,0	6,70	62,4	7,60	54,0	8,75	41,8
	10,0	6,10	70,0	6,80	59,4	8,75	52,1
	12,5	5,60	79,5	6,20	66,5	7,00	51,5
	16,0	4,45	79,0	4,55	59,8	5,50	49,1
	20,0	3,95	85,0	4,25	70,0	5,00	55,9
	25,0	3,50	91,7	3,80	75,8	4,35	60,0
	31,5	2,60	82,7	3,05	70,9	3,60	58,7
	40,0	2,30	88,2	2,60	74,5	3,15	62,8
	50,0	2,15	98,6	2,45	83,2	2,80	68,5
	63,0	1,95	111,0	2,30	97,2	2,60	77,5
	80,0	1,65	106,0	1,90	93,2	2,10	72,8

Продолжение табл. 10

A	i	n_1					
		750		1000		1500	
		N_{1T}	M_{2T}	N_{1T}	M_{2T}	N_{1T}	M_{2T}
160	8,0	10,30	96,0	12,40	89,0	15,00	72,-
	10,0	9,30	109,0	11,00	97,0	13,20	81,0
	12,5	7,75	112,0	9,90	110,0	11,70	87,0
	16,0	6,20	110,0	7,60	103,0	9,60	85,0
	20,0	5,15	111,0	6,20	102,0	7,50	84,0
	25,0	4,65	120,5	5,80	117,0	7,00	96,0
	31,5	4,20	134,0	4,70	111,0	5,55	91,5
	40,0	3,30	122,0	3,95	115,0	4,80	96,0
	50,0	3,10	139,5	3,50	124,0	3,90	95,0
	63,0	2,90	164,5	3,40	143,5	4,05	123,0
	80,0	2,60	173,0	3,10	163,5	3,60	134,0

Примечания: 1. Значения допускаемых нагрузок, указанных в табл. 10, соответствуют температуре масла в ванне редуктора $t_м = 90°$ С и температуре окружающего воздуха $t_в = 20°$ С, т. е. температурному напору 70° С.

При температуре окружающего воздуха $t_в > 20°$ С и температуре масла в ванне редуктора $t_м = 95°$ С (при использовании высоковязких масел типа цилиндровое 52 по ГОСТу 6411—52) мощность редуктора, ограничиваемая нагревом, определяется по формуле

$$N_{1T} = N_{1T} \text{ (табличное)} \frac{95 - t_в}{70} \text{ квт.}$$

2. Для редукторов с чугунными корпусами табличные значения допускаемых нагрузок должны быть снижены на 25%.

11. Коэффициент k условий работы редуктора

Характер нагрузки на приводимой машине	Значения k при приводе от электродвигателя и суммарная продолжительность работы в сутки в ч			
	0,5	0,5—2,0	2,0—12,0	12,0—24,0
Равномерная	0,8	0,9	1,0	1,25
С умеренными ударами	0,9	1,0	1,25	1,50
С тяжелыми ударами	1,0	1,25	1,50	1,75

Примечание. Под равномерной нагрузкой понимается нагрузка, отклоняющаяся от средней величины не более чем на 5—10%. Такая нагрузка характерна для привода вентиляторов, центробежных воздуходувок и насосов, равномерно нагруженных конвейеров и т. п.

Под нагрузкой с умеренными ударами понимается нагрузка со значительными отклонениями от средней величины, с редкими перегрузками (не более двукратной величины), вызванными пусками, остановками и реверсированием. Такая нагрузка характерна для механизма передвижения кранов и приводов смесителей и мешалок жидкостей различной плотности, неравномерно нагруженных конвейеров и т. п.

Под нагрузкой с тяжелыми ударами понимается нагрузка с частыми перегрузками (не более двукратной величины). Такая нагрузка характерна для приводов шаровых и трубчатых мельниц, прессов с кривошипно-шатунными механизмами и т. п.

12. Коэффициент полезного действия червячных редукторов

A		Коэффициент полезного действия при передаточном числе i										
		8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80
40	750	0,85	0.83	0.81	0,77	0,72	0.70	0,65	0,58	0,54	0,52	—
	1000	0,86	0,83	0.82	0,79	0,74	0.71	0.67	0.60	0,57	0,54	—
	1500	0,87	0,85	0,83	0,81	0,76	0,73	0,70	0,63	0,60	0,58	—
50	750	0,86	0.85	0,82	0,79	0,76	0.71	0,67	0.64	0,60	0,54	0,52
	1000	0.87	0,85	0,83	0,80	0.77	0.72	0,68	0,65	0.61	0,57	0,54
	1500	0,88	0,87	0,85	0,82	0,80	0.75	0,72	0,68	0,62	0,60	0,58
63	750	0,86	0,86	0,85	0,80	0.79	0,76	0,68	0.67	0.64	0,60	0,54
	1000	0,87	0,86	0.85	0,81	0.80	0,77	0.69	0.68	0.64	0.61	0,57
	1500	0.88	0,87	0,87	0,83	0.82	0,80	0,73	0.72	0,68	0,62	0,60
80	750	0,88	0.87	0,85	0.82	0,78	0,77	0.71	0.66	0.65	0,62	0,54
	1000	0,89	0.88	0.86	0,84	0,80	0,78	0.74	0,70	0,66	0,60	0,55
	1500	0,90	0,89	0,88	0,85	0,83	0,82	0,77	0,72	0,71	0,64	0,56
100	750	0,90	0,88	0,88	0,84	0,80	0.80	0,73	0.69	0,69	0,60	0,58
	1000	0.91	0.90	0.90	0.85	0.83	0.82	0.74	0.71	0.71	0,63	0.60
	1500	0,92	0,91	0,91	0,87	0.85	0,85	0,78	0,74	0,75	0,66	0,65
125	750	0.90	0.89	0.88	0.85	0,83	0,81	0,74	0,71	0,69	0,66	0,60
	1000	0.91	0,90	0,89	0.85	0.84	0,82	0,76	0.73	0,71	0,69	0,63
	1500	0,92	0,92	0,90	0,87	0,86	0,84	0,79	0,77	0,74	0,72	0,66
160	750	0.90	0,90	0,89	0.86	0.82	0.80	0,78	0,72	0,70	0,68	0,64
	1000	0.92	0,91	0,90	0.87	0.84	0.83	0.79	0.75	0,72	0.71	0,68
	1500	0,93	0,92	0,91	0,89	0,86	0,85	0,81	0,78	0,73	0,74	0,71

Пример 2. Требуется выбрать червячный редуктор для привода равномерно-нагруженного конвейера для следующих условий работы:

частота вращения электродвигателя $n = 1000$ *об/мин*;

передаточное число редуктора $i = 16$;

наибольший момент на валу червячного колеса редуктора $M_n = 70$ *кГ·м*;

мощность на валу червяка $N_n = 5$ *квт*;

продолжительность работы редуктора 7 *ч* в сутки.

Расчет

1. Определяем расчетный момент $M_p = M_n k = 70 \cdot 1 = 70$ *кГ·м*.

2. По табл. 9 для указанного привода подбираем редуктор РЧУ-125, для которого $N_1 = 5{,}4$ *квт*, $M_2 = 70{,}9$ *кГ·м*. Однако допускаемая нагрузка для этого редуктора ограничивается его термической мощностью $N_1 = 4{,}55$ *квт* (см. табл. 10).

Поэтому для заданных условий работы приходится принимать редуктор РЧУ-160, для которого допускаемые нагрузки, ограничиваемые термической мощностью, $N_{1T} = 7{,}5$ *квт* и $M_{2T} = 103$ *кГ·м*.

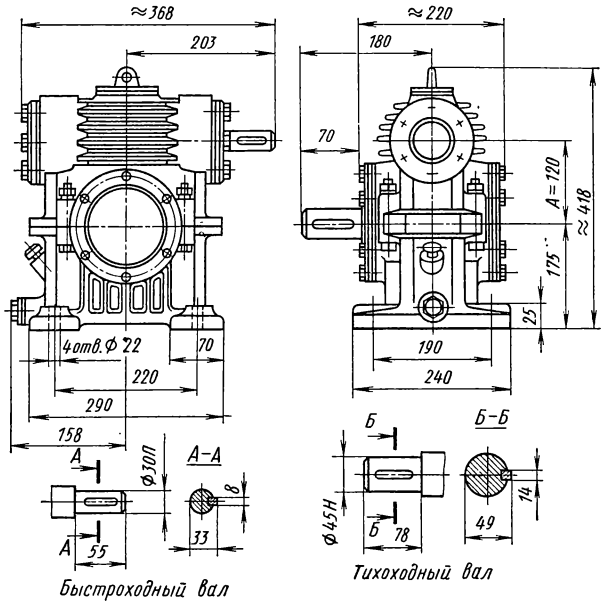
Заводы-изготовители. Редукторы РЧУ-40, РЧУ-63, РЧУ-80 изготовляет Ленинградский завод «Редуктор» (г. Ленинград, М 84, Заозерная ул., 8).

ЧЕРВЯЧНЫЕ РЕДУКТОРЫ ТИПА РЧН И РЧП ЛЕНИНГРАДСКОГО ЗАВОДА

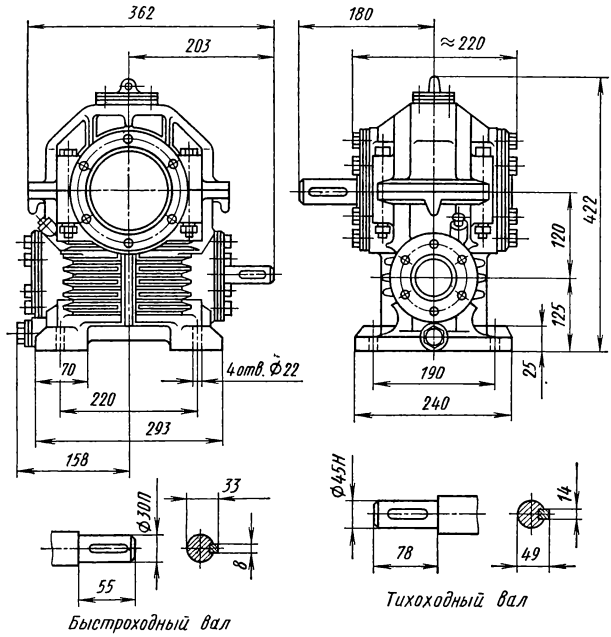
Редукторы (табл. 13 и 14) предназначены для передачи вращения между перекрещивающимися валами.

13. Габаритные и присоединительные размеры редукторов типа РЧН-120, РЧП-120, РЧН-180, РЧП-180

РЧН-120

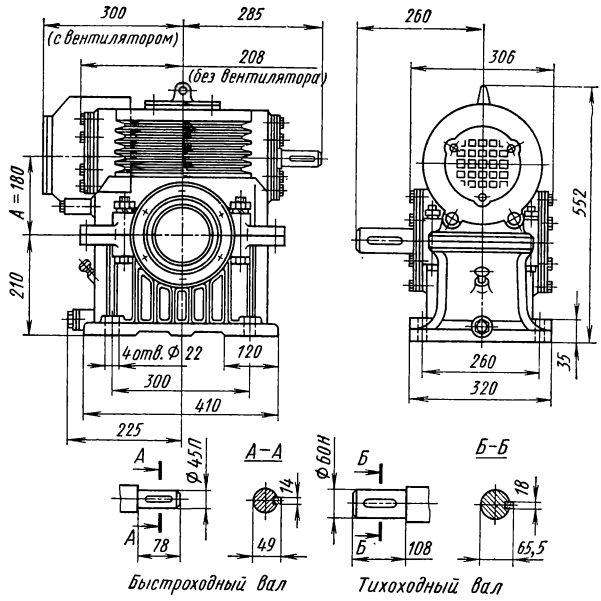


РЧП-120

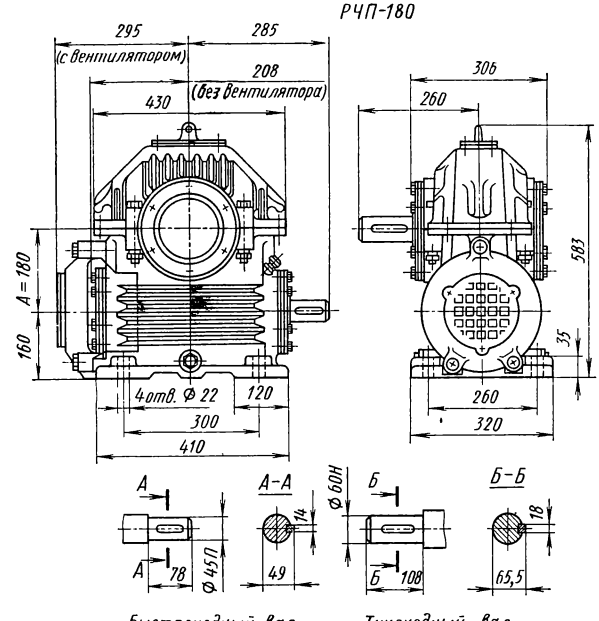


Продолжение табл. 13

РЧН-180



РЧП-180



14. Технические данные редукторов

Типоразмер редукторов	Исполнение	Передаточное число	N_1* в *квт* при числе оборотов в минуту		К. п. д.	Масса (без масла) в *кг*
			1000	1500		
РЧН-120 РЧП-120	I	39,0	—	1,47	0.74	60 62
	II	19,5	—	2.21	0.81	
	III	31,0	—	1,84	0.74	
	IV	15,5	—	2.94	0.83	
	V	10,33	—	3,99	0,88	
РЧН-180 РЧП-180	I	51,0	3,68	—	0,74	177; 169 без вентилятора
	II	37,0	5,16	—	0,78	
	III	18,5	8,10	—	0,86	
	IV	12,33	11,0	—	0,89	

* N_1 — мощность на быстроходном валу.

Предельная консольная нагрузка на конце тихоходного вала редуктора:
450 *кГ* для РЧН-120 и РЧП-120 при 1500 *об/мин*;
1070 *кГ* для РЧН-180 и РЧП-180 при 1000 *об/мин*.

Приведенные консольные нагрузки подсчитаны из условия приложения их к середине посадочной части конца вала.

Редукторы типа РЧН выполняют с расположением червяка над колесом, редукторы типа РЧП — с расположением червяка под колесом.

Расположение червяка под колесом является предпочтительным, так как при верхнем расположении червяка смазка зацепления происходит значительно хуже. Редукторы с червяком под колесом следует применять при окружных скоростях червяка до 5 *м/сек*, при больших скоростях резко возрастают потери

Схемы сборки редукторов (рис. 5)

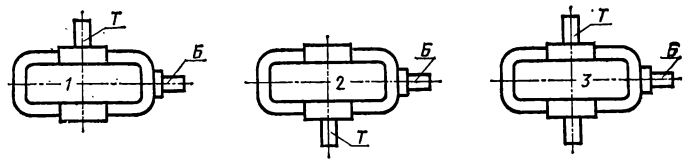


Рис. 5. Схемы сборок: 1—3 — обозначение сборок, Б — конец быстроходного вала; Т — конец тихоходного вала

на перемешивание масла. Редукторы с червяком над колесом рекомендуются при окружных скоростях червяка свыше 5 *м/сек* при длительных или кратковременных режимах с частыми выключениями.

Червячные редукторы более целесообразно применять при кратковременных включениях.

Корпус редуктора — чугунный с горизонтальным разъемом по оси червячного колеса. Способ смазки — картерный непроточный, зубчатое зацепление смазывается окунанием, подшипники — разбрызгиванием.

Для смазки редукторов рекомендуется смазочное масло АК-15 по ГОСТу 1862-63.

Обозначение редуктора при заказе. При заказе редуктора указывается типоразмер, исполнение по передаточному числу, номер схемы сборки, изготовление с вентилятором или без вентилятора.

Пример обозначения редуктора типа РЧН с межосевым расстоянием 180 *мм*, исполнение II, номер схемы сборки 3, без вентилятора:

Редуктор РЧН-180-II-3 без вентилятора

Дополнительные источники

Передачи зубчатые цилиндрические. Основные параметры — ГОСТ 2185—66.

Редукторы общего назначения. Общие технические условия — ГОСТ 16162—70.

Г. Н. Краузе, Н. Д. Кутилин, С. А. Сыцко. Редукторы. Справочное пособие. Издание 2-е. Изд-во «Машиностроение», 1972.

ГЛАВА XII

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ И ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ УСТРОЙСТВА

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Основные параметры гидравлических и пневматических цилиндров и аппаратуры

(по ГОСТам 6540—68 и 14063—68)

Номинальные давления $p_{ном}$ в $кГ/см^2$. 6,3*; 10*; 16*; 25; 63; 100; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630.

Условные проходы D_y в *мм*: 2,5; 4; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250.

Ряды диаметров цилиндров в *мм*: 10; 12; 16; 20; 25; 32 (36); 40 (45); 50 (56); 63 (70); 80 (90); 100 (110); 125 (140); 160 (180); 200 (220); 250 (280); 320 (360); 400 (450); 500 (560); 630 (710); 800 (900); 1000.

Ряды диаметров штока d в *мм*: 4; 5; 6; 8; 10; 12 (14); 16 (18); 20 (22); 25 (28); 32 (36); 40 (45); 50 (56); 63 (70); 80 (90); 100 (110); 125 (140); 160 (180); 200 (220); 250 (280); 320 (360); 400 (450); 500 (560); 630 (710); 800 (900).

Ряды хода поршня (плунжера) цилиндра L в *мм*: 4; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50 (56); 63 (70); 80; 100 (110); 125 (140); 160 (180); 200 (220); 250 (280); 320 (360); 400 (450); 500 (560); 630 (710); 800; 1000 (1120); 1250 (1400); 1600 (1800); 2000 и далее до 9500.

Примечание. Без скобок — основные ряды, в скобках — дополнительные.

Условные проходы

Условные проходы гидравлических и пневматических систем (по ГОСТу 16516—70). Условные проходы распространяются на устройства, входящие в гидравлические и пневматические системы привода и управления и смазочные системы машин (аппаратуру, фильтры, соединения трубопроводов и др.).

Под условным проходом устройства следует понимать номинальный внутренний диаметр присоединяемого к нему трубопровода, округленного до ближайшей величины из ряда: 2; 2,5; 3,2; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250.

Присоединительные резьбы трубопроводов приведены в табл. 1.

Условные проходы трубопроводной арматуры, соединительных частей и трубопроводов (по ГОСТу 355—67). Под условным проходом трубопроводной арматуры, соединительных частей и трубопроводов следует понимать номинальный внутренний диаметр трубопровода.

Условные проходы в *мм*: 3; 6; 10; 15; 20; 25; 32; 40; 50; 65; 80; 100; 125; 150; 200; 250; 300 и т. д. до 4000.

Пример обозначения условного прохода с номинальным внутренним диаметром трубопровода 100 *мм*:

$$D_y = 100 \text{ мм}.$$

---

* Относятся только к пневматической аппаратуре.

1. Присоединительные резьбы трубопроводов гидравлических и пневматических систем

(по ГОСТу 12853—67)

Резьба метрическая	Резьба по ГОСТу 6111—52	Резьба по ГОСТу 6211—52	Резьба метрическая	Резьба по ГОСТу 6111—52	Резьба по ГОСТу 6211—52
М6 М8×1 М10×1	— — К 1/8″	— — К Труб. 1/8″	М33×2	К1″	К Труб. 1″
М12×1,5 М14×1,5	К 1/4″	К Труб. 1/4″ —	М36×2 М39×2 М42×2	К1 1/4″	К Труб. 1 1/4″
М16×1,5	К 3/8″	К Труб. 3/8″	М45×2 М48×2	К1 1/2″	К Труб. 1 1/2″
М18×1,5 М20×1,5	К 1/2″	К Труб. 1/2″	М52×2 М56×2 М60×2	К2″	К Труб. 2″
М22×1,5 М24×1,5 М27×2 М30×2	— К 3/4″ — К1″	— К Труб. 3/4″ — К Труб. 1″	М64×2 М68×2 М72×2	—	К Труб. 2 1/2″

При выборе резьб следует предпочитать метрическую.

Условные, пробные и рабочие давления для арматуры и соединительных частей трубопроводов

(по ГОСТу 356—68)

Приводимые в табл. 2 давления распространяются на арматуру и соединительные части трубопроводов (тройники, колена, переходы, фланцы и др.); не распространяются на трубопроводы в собранном виде, а также на гидравлические и пневматические системы; для трубопроводов являются рекомендуемыми.

Под условным давлением понимается наибольшее избыточное рабочее давление при температуре среды 20° С, при котором обеспечивается длительная работа арматуры и соединительных частей. Под пробным давлением понимается избыточное давление, при котором арматура и соединительные части трубопроводов подвергаются гидравлическому испытанию на прочность и плотность материала водой при температуре не выше 100° С.

Под рабочим давлением понимается наибольшее избыточное давление, при котором обеспечивается длительная работа арматуры и соединительных частей при рабочей температуре проводимой среды.

Расход жидкости или сжатого воздуха

Расход жидкости или сжатого воздуха для питания цилиндра

$$Q = Fv \quad \text{или} \quad Q = \frac{V}{t},$$

где Q — расход жидкости или сжатого воздуха в $м^3/мин$; F — площадь цилиндра в $м^2$; v — скорость перемещения поршня цилиндра в $м/мин$; V — объем воздуха под поршнем или мембраной при перемещении их на величину хода в $м^3$; t — время срабатывания цилиндра в $мин$.

2. Избыточные давления для арматуры и соединительных частей трубопроводов в $кГ/см^2$

Условное давление p_y	Пробное давление $p_{пр}$	Рабочее давление ** $p_{раб}$ при температуре среды в °С									
		200	250	300	120	200	250	300	120	200	250
		для арматуры и соединительных частей									
		стальных			чугунных				бронзовых		
1	2	1	0,9	0.8	1	1	1	1	1	1	0,7
2,5	4	2,5	2,2	2,0	2,5	2,5	2	2	2,5	2	1,7
4	6	4	3,6	3,2	4	3,6	3,4	3,2	4	3,2	2,7
6	9	6	5,6	5,0	6	5,5	5	5	6	5	4
10	15	10	9,0	8,0	10	9	8	8	10	8	7
16	24	16	14	12,5	16	15	14	13	16	13	11
25*	38	25	22	20	25	23	21	20	25	20	17
40*	60	40	36	32	40	36	34	32	40	32	27
64	96	64	56	50	—	—	—	—	64	—	—
100	150	100	90	80	—	—	—	—	100	—	—
160	240	160	140	125	—	—	—	—	160	—	—
200	300	200	180	160	—	—	—	—	200	—	—
250	350	250	22[illegible]	200	—	—	—	—	250	—	—

* Для чугунной арматуры и соединительных частей условные давления 25 и 40 $кГ/см^2$ установлены только для ковкого чугуна КЧ 30-6.

** Первая ступень рабочего давления распространяется на отрицательные температуры среды ниже минус 20° С для стальных изделий, минус 30° С для чугунных и бронзовых.

ГОСТ 356—68 предусматривает для арматуры и соединительных частей из стали p_y до 1000 $кГ/см^2$, наибольшую температуру до 700° С в зависимости от марок сталей. В табл. 2 приведены данные $p_{раб}$ для углеродистой стали, для серого чугуна марок СЧ 15-32, СЧ 18-36 и ковкого чугуна марки КЧ 30-6.

Рабочие давления для промежуточных значений температуры среды определяются линейной интерполяцией между ближайшими значениями, указанными в таблице.

При применении арматуры и соединительных частей для работы в условиях частых гидравлических ударов, пульсирующих давлений, переменной температуры, специфических свойств среды, ограниченного срока службы (200 000 ч и менее) величина рабочего давления определяется по табл. 2 с поправочным коэффициентом, устанавливаемым органами технического надзора.

Чтобы перейти от расхода сжатого воздуха к расходу свободного воздуха, применяют формулу

$$Q_0 = Q\frac{p}{p_0},$$

где Q_0 — расход свободного воздуха в $м^3/мин$; p — абсолютное давление сжатого воздуха в $кГ/см^2$; p_0 — абсолютное давление свободного воздуха (принимается 1 $кГ/см^2$).

Расход воздуха при различных диаметрах цилиндров приведен в табл. 3.

3. Расход воздуха при различных диаметрах цилиндров

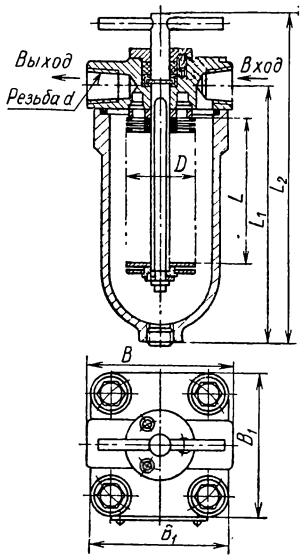
Диаметр цилиндра в *мм*	Расход воздуха в $м^3 \cdot 10^6$ на 1 *см* пути поршня		Диаметр цилиндра в *мм*	Расход воздуха в $м^3 \cdot 10^6$ на 1 *см* пути поршня	
	свободного	при давлении 4 $кГ/см^2$		свободного	при давлении 4 $кГ/см^2$
40	62.85	12,57	140	769,70	153,94
60	141.35	28.27	160	1005.30	201,06
80	251.35	50.27	180	1272.35	254,47
100	392.70	78.54	200	1570.80	314.16
120	565,50	113,10			

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ УСТРОЙСТВА

Фильтры

4. Пластинчатые фильтры с резьбовым присоединением
(по нормали машиностроения МН 4650—63)

Размеры в *мм*



Обозначение фильтров	Условный проход D_y	Резьба d по ГОСТу 6111—52	B	B_1	L	L_1	L_2	D	Масса в *кг*
0,08Г41-11 0,12Г41-11 0,20Г41-11	10	К$^3/_8$"	90	85	40	110	170	34	2,72
0,08Г41-12 0,12Г41-12 0,20Г41-12	15	К$^1/_2$"	90	85	60	130	190	34	2,96
0,08Г41-13 0,12Г41-13 0,20Г41-13	15	К$^1/_2$"	120	110	80	170	230	56	6,30
0,08Г41-14 0,12Г41-14 0,20Г41-14	20	К$^3/_4$"	120	110	120	205	265	56	7,25
0,08Г41-15 0,12Г41-15 0,20Г41-15	32	К1 $^1/_4$"	140	125	200	295	355	56	8,50

Фильтры $D_y = 10 \div 20$ изготовляют централизованно.

Щелевые фильтры с тонкостью фильтрации 25—80 *мкм* на давление до 160 *кГ/см*^{2} (по ГОСТу 16027—70). Щелевые (пластинчатые) фильтры (табл. 5 и 6) предназначены для очистки от механических загрязнений минеральных масел вязкостью 10—500 *сст* (*мм*^{2}/*сек*) при рабочем давлении до 160 *кГ/см*^{2} в гидравлических системах станков и других машин.

Технические требования. Фильтры снабжаются устройством для автоматической очистки фильтрующих элементов и выброса загрязнений из гидросистемы обратным потоком масла при снятии давления в системе.

При срабатывании автоматического очистительного устройства объем загрязненной жидкости, сбрасываемой в дренажное отверстие, составляет: не менее 8 *см*^{3} — для фильтров габаритов 1 и 2; не менее 25 *см*^{3} — для фильтров габаритов 3 и 4.

Ресурс должен составлять не менее 10 000 циклов срабатываний очистительного устройства. В конце ресурса объем срабатываемой в дренаж жидкости должен быть не менее 80% от величин, указанных выше.

Деформация пластин фильтрующего пакета не допускается.

Отливки корпуса и крышки — по II классу точности ГОСТа 1855—55.

Метрическая резьба по 3-му классу точности ГОСТа 9253—59.

Наружные необработанные поверхности окрашивают в соответствии с требованиями ГОСТа 9894—61.

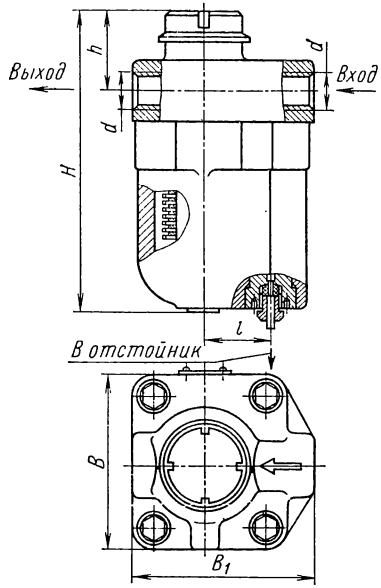
На диаметрах указывают место подвода и отвода масла или направление его движения.

5. Основные параметры фильтров (при работе на минеральном масле вязкостью 45 *сст*)

Габарит	Условный проход в *мм*	Номинальная пропускная способность		Номинальная тонкость фильтрации в *мкм*	Перепад давлений в *кГ/см²*		Обозначения по классификатору станкостроения
		в *л/мин*	в *дм³/сек*		номин.	наиб.	
1	16	8	0,13	80 40 25	1,5 2,0 2,5	10	0,08Г41-51 0,04Г41-51 0,025Г41-51
2		16	0,26	80 40 25	1,5 2,0 2,5		0,08Г41-52 0,04Г41-52 0,025Г41-52
3	20	32	0,52	80 40 25	1,5 2,0 2,5		0,08Г41-53 0,04Г41-53 0,025Г41-53
4		63	1,05	80 40 25	1,5 2,0 2,5		0,08Г41-54 0,04Г41-54 0,025Г41-54

Примечание. Под номинальной тонкостью фильтрации понимается минимальный размер частиц, задерживаемых фильтром в количестве 92% от числа частиц такого же размера, находящихся в нефильтрованной жидкости.

6. Основные размеры фильтров в *мм*



Габарит фильтра	1	2	3	4
d	М22×1,5		М27×2	
H	150	190	200	270
h	45		50	
B	85		115	
B_1	95		120	
l	35		45	
Масса в *кг*	4	5	8	10,5

Допускается изготовлять фильтры с резьбой К$^1/_2$" и К$^3/_4$" по ГОСТу 6111—52.

Гидравлические цилиндры

7. Гидравлические цилиндры на рабочее давление p_p до 100 кГ/см²

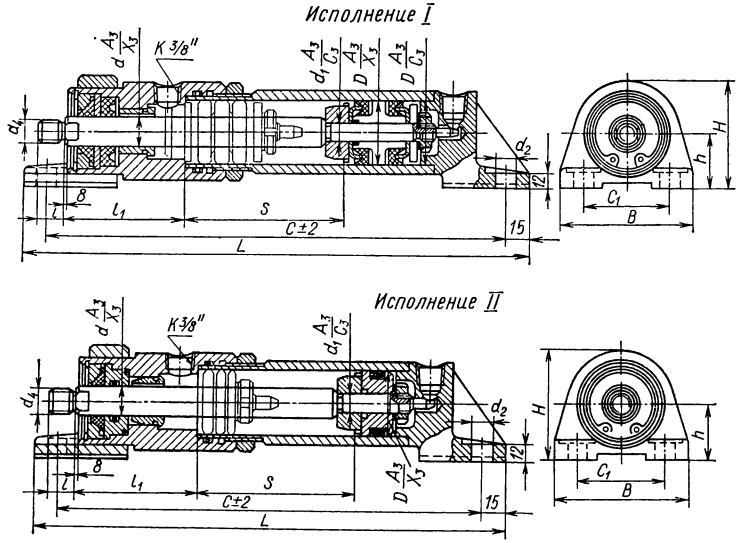
Диаметр в мм		Площадь в см²			Максимальное расчетное усилие на штоке в кГ при ходе	
цилиндра D	штока d	поршня F	штока f	$F-f$	на выталкивание	на втягивание
40	20	12,57	3,14	9,43	1 260	940
50	25	19,64	4,91	14,73	1 960	1470
60	30	28,27	7,07	21,20	2 830	2120
70	35	38,46	9,62	28,84	3 850	2880
80	40	50,27	12,57	37,70	5 030	3770
90		63,62		51,05	6 360	5100
100		78,54		58,90	7 850	5890
110	50	95,25	19,64	75,61	9 520	7560
125	60	122,20	28,27	94,00	12 220	9400

Действительное усилие на штоке вследствие потерь на трение будет меньше расчетного при уплотнении манжетами: для $D = 40 \div 60$ мм на 10%, для $D = 70 \div 125$ мм на 8%.

МН 2255—61 содержит чертежи деталей гидроцилиндров.

8. Гидроцилиндр с $D = 40 \div 70$ мм

Размеры в мм



$d = 0{,}5D$

D	d	d_1	d_2	d_4	L для исполнения I	L для исполнения II	l	l_1
40	20	12	13	M14×1,5	224 + s	199 + s	18	81
50	25	16		M20×1,5	227 + s	206 + s	20	80
60	30	25	15	M24×1,5	233 + s	209 + s	22	87
70	35	30		M30×1,5				

Продолжение табл. 8

C для исполнения I	*C* для исполнения II	C_1	*B*	*H*	*h*	Ход поршня *s* *
194 + *s*	169 + *s*	50	85	70	35	80—400
197 + *s*	176 + *s*	55	90	84	42	100—500
203 + *s*	179 + *s*	65	100	93	45	125—630
		78	112	102	52	160—700

* В указанных пределах брать из ряда: 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 700.

Пример обозначения гидроцилиндра исполнения I с диаметром цилиндра $D = 50$ *мм* и ходом поршня $s = 200$ *мм*:

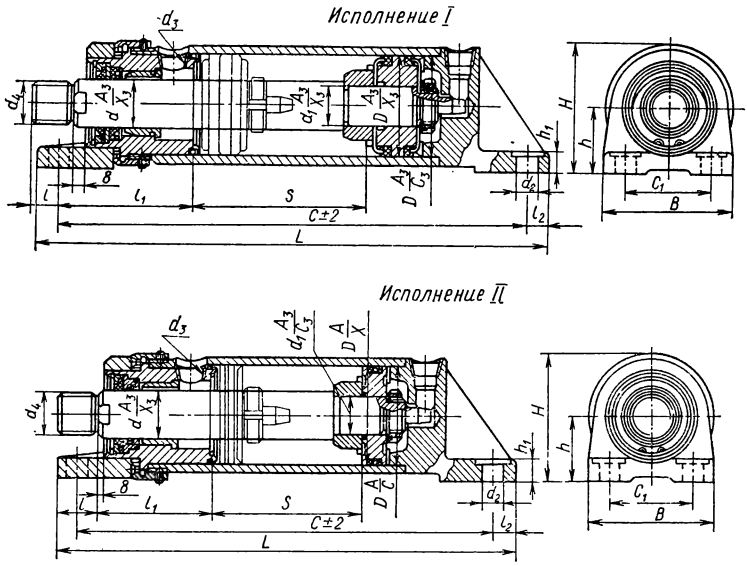
Гидроцилиндр I-50×200 МН 2255—61

гидроцилиндра исполнения II с диаметром цилиндра $D = 40$ *мм* и ходом поршня $s = 100$ *мм*:

Гидроцилиндр II-40×100 МН 2255—61

9. Гидроцилиндры с $D = 80 \div 125$ *мм*

Размеры в *мм*



D	*d*	d_1	d_2	Резьба d_3	Резьба d_4	*L* для исполнения I	*L* для исполнения II	*l*	l_1	l_2
80	40	30	19	К1/2″	М36×1,5	282 + *s*	262 + *s*	30	102	20
90			21			284 + *s*	264 + *s*			
100	50	40	23	К3/4″	М42×1,5	319 + *s*	299 + *s*	35	114	22
110			25			341 + *s*	307 + *s*			25
125	60		28			357 + *s*	331 + *s*		122	27

Продолжение табл. 9

D	C для исполнения I	C для исполнения II	C_1	B	H	h	h_1	Ход поршня s *
80	242 + s	222 + s	70	110	107	55	14	160—800
90	244 + s	224 + s	80	120	116	60	16	200—900
100	275 + s	255 + s	85	130	126	65	20	200—1000
110	291 + s	257 + s	90	136	141	72	22	250—1100
125	303 + s	277 + s		145	153	78	25	250—1250

* В указанных пределах брать из ряда: 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800; 900; 1000; 1100; 1250.

Пример обозначения гидроцилиндра исполнения I с диаметром цилиндра $D = 80$ *мм* и ходом поршня $s = 250$ *мм*:

Гидроцилиндр I-80×250 МН 2255—61

гидроцилиндра исполнения II с диаметром цилиндра $D = 80$ *мм* и ходом поршня $s = 250$ *мм*:

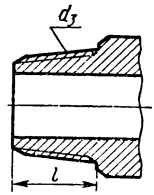
Гидроцилиндр II-80×250 МН 2255—61

Гидравлические цилиндры с креплением на лапах на p_p до 100 кГ/см² (по нормали машиностроения МН 2255—61). Нормализованные гидравлические цилиндры двойного действия работают на чистых минеральных маслах при рабочем давлении до 100 *кГ/см²*.

Установлены два исполнения гидроцилиндров (табл. 8 и 9): I — с уплотнением поршня и штока манжетами по ГОСТу 6969 — 54, II — с уплотнением поршня и штока резиновыми кольцами круглого сечения по ГОСТу 9833—61. Шифр гидроцилиндра: исполнения I I-$D \times s$, исполнения II II-$D \times s$.

Рекомендация по применению штуцеров для сквозных крышек гидроцилиндров с $D = 80 \div 125$ *мм*. Резьбовую часть штуцеров необходимо выполнять в соответствии с табл. 10.

10. Резьбовая часть штуцеров



Резьба d_3 по ГОСТу 6111—52 в дюймах	l, не менее
К 1/2	20
К 3/4	22
К1	30

ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ УСТРОЙСТВА

Цилиндры на давление 10 кГ/см²
(по ГОСТу 15608—70)

Пневматические цилиндры двустороннего действия с односторонним штоком предназначены для работы на сжатом воздухе при давлении до 10 *кГ/см²* (табл. 11) и температуре от минус 45 до плюс 60° С со скоростью перемещения штока не более 0,5 *м/сек*.

Цилиндры изготовляются следующих исполнений:

по способу торможения:

без торможения	1
с торможением	2

по виду крепления (табл. 12—16)

на удлиненных стяжках	0
на лапах . . .	1
на переднем фланце	2
на заднем фланце	3
на проушине	4
на цапфах	5

по выполнению конца штока:

с наружной резьбой	1
с внутренней резьбой	2

по присоединительной резьбе для подвода воздуха:

с метрической резьбой	1
с конической резьбой	2

11. Основные параметры цилиндров

Диаметр в *мм*		Усилие на штоке в *кГ*								Масса поступательно-движущихся частей в *кг*, не более (для цилиндров с торможением)
		теоретическое				действительное, не менее				
цилиндра *D*	штока *d*	толкающее	тянущее	толкающее	тянущее	толкающее	тянущее	толкающее	тянущее	
		Давление в *кГ/см²*								
		6,3		10		6,3		10		
25	10	31	26	49	41	24	20	39	32	—
32	10	50	45	80	72	40	36	64	57	—
40	12	79	72	126	114	63	57	100	91	—
50	16	124	111	196	176	99	88	156	140	60
63	16	196	183	311	291	156	146	248	232	90
80	25	317	286	503	454	278	251	442	399	300
100	25	495	464	785	736	435	408	690	647	500
125	32	773	723	1 227	1 147	680	636	1 079	1 009	800
160	40	1267	1187	2 011	1 885	1165	1092	1 850	1 734	1 600
200	50	1979	1856	3 142	2 946	1820	1707	2 890	2 710	4 000
250	63	3092	2896	4 909	4 597	2844	2664	4 516	4 229	7 500
320	80	5066	4750	8 042	7 539	4660	4370	7 398	6 935	15 000
360	80	6412	6096	10 178	9 676	6091	5791	9 669	9 192	20 000
400	90	7916	7515	12 566	11 930	7520	7139	11 937	11 333	25 000

ГОСТ 15608—70 предусматривает также цилиндры с торможением $D = 360$ и $D = 400$ *мм* на удлиненных стяжках, на лапах, на переднем или заднем фланце, на цапфах.

Примеры условных обозначений:

цилиндр без торможения (1), на удлиненных стяжках (0), с наружной резьбой на конце штока (1), с метрической присоединительной резьбой (1), диаметром $D = 100$ *мм* и длиной хода $L = 1000$ *мм*:

Пневмоцилиндр 1011-100 × 1000 ГОСТ 15608—70

цилиндр с торможением (2), на проушине (4), с внутренней резьбой на конце штока (2), с конической присоединительной резьбой (2), диаметром 50 *мм* и длиной хода $L = 320$ *мм*:

Пневмоцилиндр 2422-050 × 0320 ГОСТ 15608—70

Технические требования на цилиндры. 1. Цилиндры изготовлять в соответствии с требованиями ГОСТа 15608—70 по чертежам Минстанкопрома, утвержденным в установленном порядке.

2. Шероховатость рабочих поверхностей гильзы и штока не ниже 9-го класса.

3. Твердость рабочей поверхности штока *HRC* 45—54.

4. Покрытие рабочей поверхности штока Х. тв. 21 по ГОСТу 9791—68.

5. Внутренняя поверхность гильзы должна быть коррозионностойкой.

6. Окраска наружных поверхностей цилиндров должна соответствовать II классу группы А по ГОСТу 9894—61.

7. Литые детали из чугуна подвергают старению, детали из алюминиевых сплавов — термообработке до твердости *НВ* 60—100.

8. Шероховатость поверхностей монтажных фасок не ниже 7-го класса.

9. При сборке воздушные каналы крышек должны быть очищены от грязи и стружки, а уплотнения заполнены консистентной смазкой.

10. Цилиндры должны выдерживать пробное давление 16 *кГ/см*^{2} без разрушения и следов деформации.

11. Падение давления при 10 *кГ/см*^{2}, вызываемое утечками через уплотнения подвижных соединений (поршня и штока), не должно превышать 0,2 *кГ/см*^{2} за 5 *мин*.

Утечки воздуха через тела крышек и гильзы по резьбам и стыкам деталей не допускаются.

12. Давление страгивания в момент начала перемещения поршня без нагрузки не должно превышать величин, указанных в табл. 17.

Перемещение поршня при указанных давлениях в обоих направлениях из одного крайнего положения в другое должно осуществляться плавно, без рывков и заеданий.

13. Тормозные устройства должны обеспечивать плавное (без ударов в крышку или отскока) торможение поршня в конце хода.

Время прохождения поршнем тормозного пути без нагрузки, при закрытых дросселях и давлении 4 *кГ/см*^{2} должно быть не менее 10 *сек*.

14. При монтаже цилиндров необходимо обеспечить совпадение направления действия усилия с осью штока на всем пути движения штока.

15. Монтаж цилиндров рекомендуется осуществлять присоединительными отверстиями вниз для исключения возможности сбора конденсата.

16. Загрязнение сжатого воздуха, подаваемого в рабочие полости цилиндров, не должно превышать норм, указанных в табл. 18.

17. Сжатый воздух должен быть насыщен распыленным маслом с вязкостью от 10 до 35 *сст* (*мм*^{2}/*сек*) при температуре 50° С с концентрацией из расчета 2—4 капли на 1 *м*^{3} свободного воздуха, проходящего через маслораспылитель.

18. Полный ресурс работы цилиндра должен составлять не менее 1,5 млн. двойных ходов при величине хода не более 500 *мм*.

19. Наработка до первого отказа должна составлять не менее 200 000 двойных ходов при величине хода не более 500 *мм*.

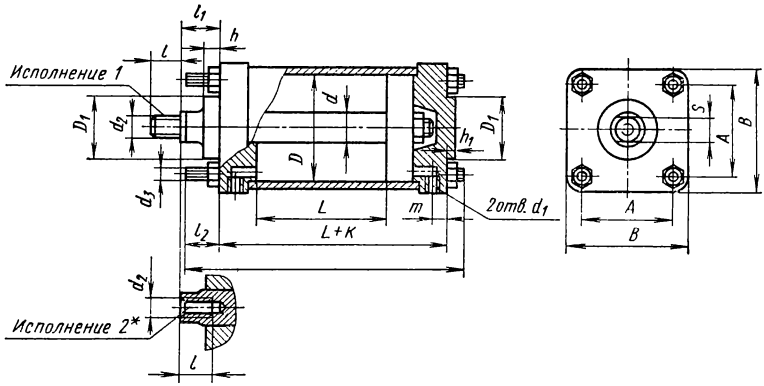
Уплотнения подвижных соединений подлежат замене при падении давления, превышающем на 50% установленную норму для новых цилиндров.

Методы испытаний цилиндров — по ГОСТу 15608—70.

12. Цилиндры с креплением

Разме

Цилиндры без торможения



Общие размеры

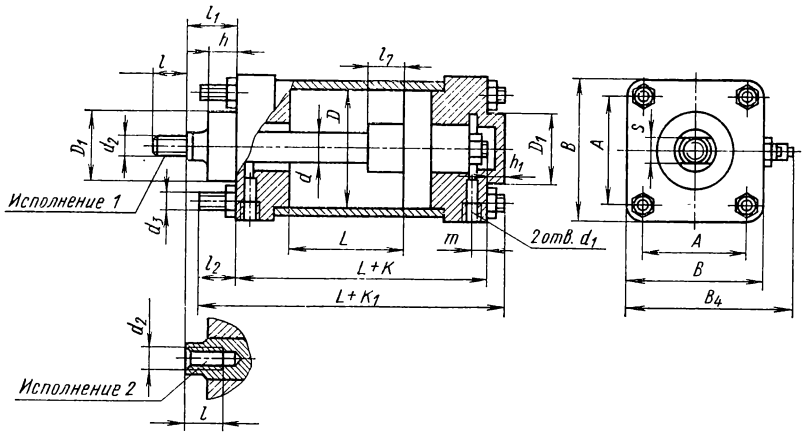
D	d	D_1 (отклонение по C_3)	Резьба для подвода воздуха: метрическая	Резьба для подвода воздуха: коническая	d_2	d_3	$A \pm 0{,}3$	B	l	l_2	m
25 32	10	20	М10×1	К1/8″	М6	М5	28 34	38 45	16	15 16	9
40	12	45	М12×1,5	К1/4″	М8	М6	42	55	20	20	12,5
50 63	16	52	М12×1,5	К1/4″	М10	М8	52 60	70 78	25	25	12,5
80	25	65	М12×1,5 М16×1,5	К1/4″ К3/8″	М16	М8	75	92	32	28	12,5 15
100	25	65	М12×1,5 М16×1,5	К1/4″ К3/8″	М16	М10	92	115	32	35	12,5 15
125	32	75	М16×1,5 М18×1,5	К3/8″ К1/2″	М20	М12	110	140	40	42	15 17,5
160	40	85	М16×1,5 М18×1,5	К3/8″ К1/2″	М24	М16	140	180	50		15 17,5
200	50	110	М18×1,5 М24×1,5	К1/2″ К3/4″	М30	М20	172	220	60	62	17,5 20
250	63	115	М18×1,5 М24×1,5	К1/2″ К3/4″	М36×3	М20	210	275	60	70	17,5 20
320	80	135	М24×1,5 М30×2	К3/4″ К1″	М48×3	М24	265	345	80	80	20 25

Цилиндры $D = 25 \div 40$ *мм* с внутренней резьбой (исполнение 2) не изготовляются. При выборе резьб для подвода воздуха следует предпочитать метрическую резьбу. Цилиндры на удлиненных стяжках являются базовой моделью. Размеры A, B, D_1 а размеры A, B, B_4, D_1, d, d_1, d_2, d_3, l, l_1, l_7, L, h, h_1, K, m, S для остальных исполне и в приведенной таблице.

на удлиненных стяжках

ры в *мм*

Цилиндры с торможением



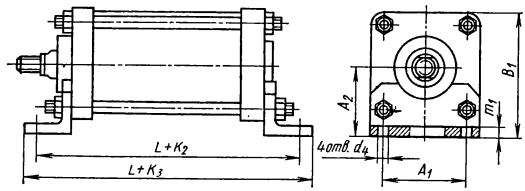
S (отклонение по C_6)	Цилиндры без торможения						Цилиндры с торможением					
	l_1	h, не более	h_1	K	K_1	Ход поршня L по ГОСТу 6540—68	B_4, не более	h, не более	h_1	K	K_1	Ход поршня L по ГОСТу 6540—68
8	10	5	4	92	115	10—250 10—320	—	—	—	—	—	—
10	20	12	4	98	127	10—400	—	—	—	—	—	—
14	24	12	4 5	106	143	100—500 10—630	86 95	30	5	106	143	80—500 80—630
22	28	13	5	110 120	150 160	10—160 180—800	— 110	— 39	— 10	— 138	— 178	— 80—800
22	28	13		110 120	160 170	10—200 220—1000	— 135	— 39	— 10	— 138	— 188	— 80—1000
27	35 30	18 13	5	120 130	180 190	10—250 280—1250	— 160	— 51	— 18	— 143	— 203	— 80—1250
36	38 33	22 17	8	120 130	193 203	10—250 280—1600	— 205	— 56	— 23	— 163	— 236	— 100—1600
46	45 40	29 24	8	132 142	220 230	10—320 360—2000	— 245	— 65	— 25	— 170	— 258	— 100—2000
55	55 50	35 30	8	150 160	245 255	10—360 400—2500	— 305	— 76	— 30	— 198	— 293	— 125—2500
75	77 67	55 45	10	160 180	270 290	10—400 450—2500	— 375	— 98	— 38	— 208	— 318	— 125—2500

d, d_1, d_2, d_3, l, l_1, h, h_1, m, K, S для остальных исполнений цилиндров без торможения, ний цилиндров с торможением, — должны соответствовать указанным на рисунке

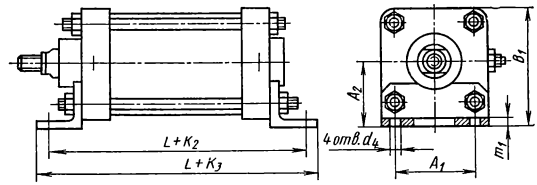
13. Цилиндры с креплением на лапах

Размеры в *мм*

Цилиндры без торможения



Цилиндры с торможением

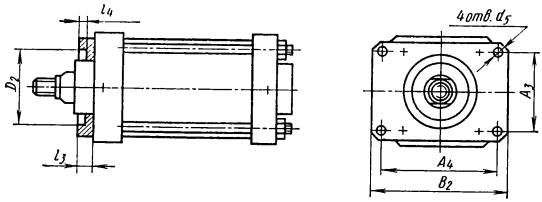


Общие размеры						Цилиндры без торможения			Цилиндры с торможением	
D	A_1 пред. ± 0,3	A_2 откл. ± 0,1	B_1	d_4	m_1	K_2	K_3	Ход поршня L по ГОСТу 6540—68	K_2	K_3
25	28	26	45	6	3,5	125	140	10—250	—	—
32	34	30	52,5	6	3,5	125	140	10—320		
40	42	36	63,5	7	4	138	155	10—400		
50	52	45	80	9	5	160	182	10—500	160	182
63	60	50	89	9	5	160	182	10—630	160	182
80	75	58	104	11	6	170	195	10—160	—	—
						180	205	180—800	198	223
100	92	72	129,5	13	8	182	210	10—200	—	—
						192	220	220—1000	210	238
125	110	85	155	17	10	210	246	10—250	—	—
						220	256	280—1250	233	269
160	140	110	200	22	12	230	272	10—250	—	—
						240	282	230—1600	273	315
200	172	130	240	22	12	250	292	10—320	—	—
						260	302	360—2000	288	330
250	210	155	292,5	26	14	278	326	10—360	—	—
						288	336	400—2500	326	374
320	265	190	362,5	32	18	320	376	10—400	—	—
						340	396	450—2500	368	424

14. Цилиндры с креплением на фланцах

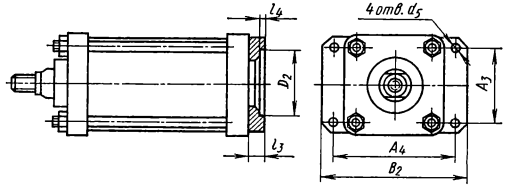
Размеры в *мм*

Цилиндры с креплением на переднем фланце без торможения и с торможением

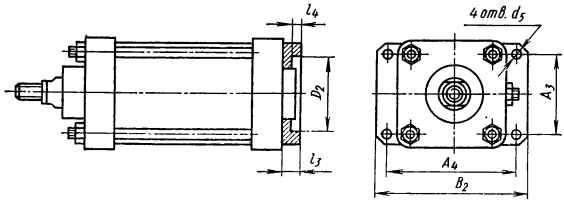


Цилиндры с креплением на заднем фланце

без торможения



с торможением

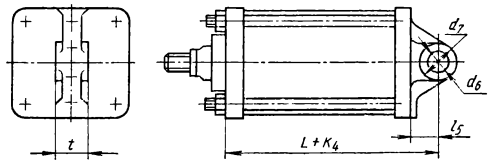


Общие размеры								Ход поршня L цилиндра без торможения по ГОСТ у 6540—68
D	A_3	A_4	B_2	D_2 (пред. откл. по A_3)	d_5	l_3	l_4	
	Пред. откл. $\pm 0{,}3$							
25	28	52	65	20	6	8	4	10—250
32	34	60	72	20	6	8	4	10—320
40	42	70	85	50	7	8	4	10—400
50	52	85	100	60	7	8	4	10—500
63	60	95	110	60	7	10	5	10—630
80	75	112	130	80	9	12	7	10—160 180—800
100	92	138	162	80	11	14	9	10—200 220—1000
125	110	165	190	100	13	16	11	10—250 280—1250
160	140	212	245	125	17	18	11	10—250 280—1600
200	172	260	300	160	22	22	14	10—320 360—2000
250	210	305	345	200	22	28	20	10—360 400—2500
320	265	380	430	250	26	32	22	10—400 450—2500

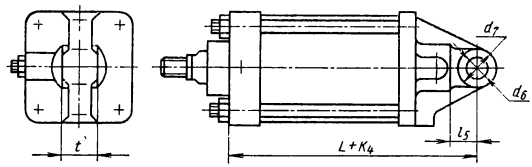
15. Цилиндры с креплением на проушине

Размеры в *мм*

Цилиндры без торможения



Цилиндры с торможением

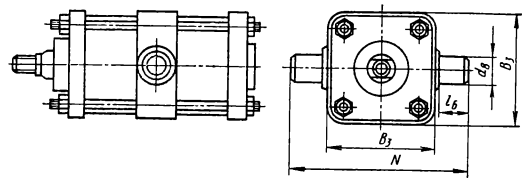


Общие размеры				Цилиндры без торможения			Цилиндры с торможением	
D	d_6 (отклонение по A_3)	d_7	t (отклонение по X_4)	l_5	K_4	Ход поршня L по ГОСТу 6540—68	l_5	K_4
25 32	8	18	14	18	104	10—250 10—320	—	—
40 50	12	25	18	24	112 120	10—400 10—500	— 16	— 130
63	16	32	30	28	124	10—630	20	135
80				33	133	10—160	—	—
					138	180—800	23	173
100	25	50	40	40	142 147	10—200 220—1000	— 32	— 182
125					152	10—250	—	—
					157	280—1250	32	196
160	32	60	55	40	160	10—250	—	—
					165	280—1600	40	228
200				45	177	10—320	—	—
					182	360—2000	42	240
250	40	80	80	60	210	10—360	—	—
					215	400—2500	55	288
320	45	100	85	80	240	10—400	—	—
					250	450—2500	70	318

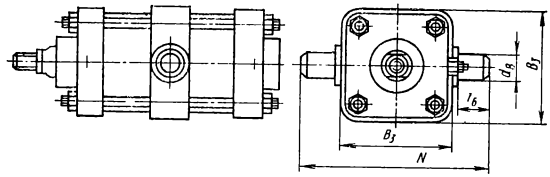
16. Цилиндры с креплением на цапфах

Размеры в *мм*

Цилиндры без торможения



Цилиндры с торможением



Общие размеры					Цилиндры без торможения
D	B_3	N	d_8 (отклонение по X_3)	l_6	Ход поршня L по ГОСТу 6540—68
25	40	70	10	14	10—250
32	48	82	12	16	10—320
40	58	105	16	22	10—400
50	72	125	20	24	10—500
63	82	150	22	32	10—630
80	100	178	25	36	10—160
					180—800
100	125	210	32	40	10—200
					220—1000
125	155	260	36	50	10—250
					280—1250
160	195	300	40	50	10—250
					280—1600
200	240	365	50	60	10—320
					360—2000
250	300	445	60	70	10—360
					400—2500
320	385	570	80	90	10—400
					450—2500

* Цилиндры с торможением $D = 25 \div 40$ ГОСТом 15608—70 не предусматриваются.

17. Давления страгивания

Диаметр цилиндра в *мм*	Давление страгивания в *кГ/см²*		Диаметр цилиндра в *мм*	Давление страгивания в *кГ/см²*	
	без торможения	с торможением		без торможения	с торможением
25—63	0,30	0,50	160—320	0,20	0,30
80—125	0,25	0,35	360 и 400	0,15	0,20

18. Загрязнение сжатого воздуха

Вид загрязнения	Концентрация загрязнения на 1 *м³* свободного воздуха, не более, при температуре	
	св. 5 до 60° С	от —45 до +5° С
Кислоты и щелочи	Не допускаются	
Механические частицы размером не более 40 *мкм*	20 *мг*	
Влага в жидкой фазе	600 *мг*	Не допускается
Влага в парообразной фазе (относительная влажность)	Не лимитируется	Точка росы воздуха при рабочем давлении должна быть не менее чем на 10° С ниже минимальной температуры эксплуатации цилиндров

Вращающиеся цилиндры

Вращающиеся пневматические цилиндры предназначены для работы на сжатом воздухе при давлении до 6 *кГ/см²*, очищенном от влаги, кислот и механических примесей и насыщенном распыленным маслом. Температурный интервал работы цилиндров определяется термостойкостью применяемых уплотнений.

Конструкция деталей и их размеры устанавливаются рабочими чертежами НИИТавтопрома (Москва, Ж-184, Озерковская набережная, 22/24).

В табл. 19 и 20 приведены расчетные усилия на штоке. Фактические усилия во время перемещения штока вследствие потерь на трение будут меньше расчетных на 10—15%.

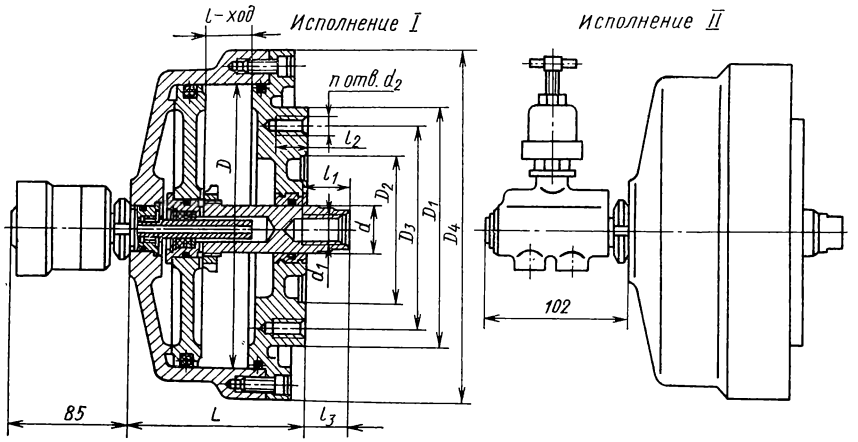
Сжатый воздух к одинарным цилиндрам подводится с помощью воздухопроводящих муфт (табл. 21), в зависимости от типа которых цилиндры выпускают двух исполнений:

I — с муфтой по МН 3452—62;

II — с муфтой по МН 3453—62.

Сжатый воздух к сдвоенным цилиндрам подводится при помощи воздухоподводящей муфты по МН 3452—62. Толкающее усилие в сдвоенных цилиндрах исполнения I указано при давлении сжатого воздуха на один поршень, в сдвоенных цилиндрах исполнения II — на два поршня. Тянущее усилие в цилиндрах обоих исполнений складывается из усилий, получающихся при давлении сжатого воздуха на оба поршня цилиндра.

19. Одинарные цилиндры
(по нормали машиностроения МН 3450—62)



Обозначение исполнений		Диаметр цилиндра D (отклонение по A_3) в *мм*	Толкающее усилие на штоке (без учета к. п. д.) в *кГ* при давлении в цилиндре в *кГ/см²*				Тянущее усилие на штоке (без учета к. п. д.) в *кГ* при давлении в цилиндре в *кГ/см²*			
I	II		3	4	5	6	3	4	5	6
7020-0001	7020-0002	100	232	310	387	464	221	294	368	442
7020-0003	7020-0004	125	365	486	608	729	353	471	589	707
7020-0005	7020-0006	150	527	702	878	1053	506	675	843	1012
7020-0007	7020-0008	200	939	1252	1565	1878	919	1225	1531	1837
7020-0009	—	250	1469	1959	2449	2938	1435	1913	2392	2870
7020-0011	—	300	2121	2828	3535	4242	2083	2777	3472	4166

Продолжение табл. 19

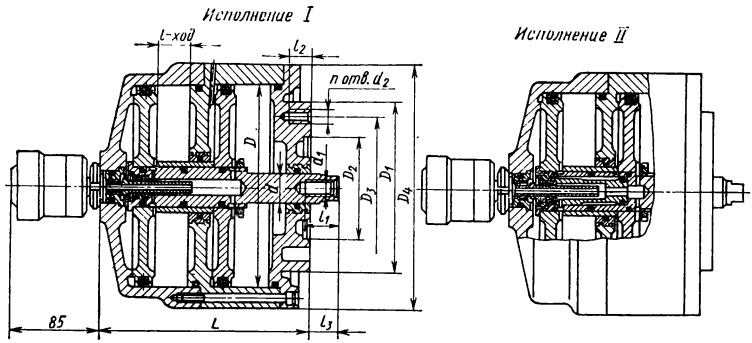
Размеры в *мм*

D	D_1	D_2 (отклонение по A)	D_3	D_4	d (отклонение по X_3)	Резьба		l_1	l_2	l_3	L	n	Масса в *кг* для исполнения	
						d_1	d_2						I	II
100 125	130	75	100	130 162	25	M16	M10	30	20	25	122	4	3,4 4,2	4,2 5,0
150 200	165	100	140	190 240	30	M20	M12	35	20 25	30	129	4 6	5,9 7,9	6,7 8,7
250 300	200	125	170	290 340	40	M24	M16	45	30	40	152	6	12,2 17,3	— —

Пример обозначения вращающегося одинарного пневматического цилиндра исполнения I с $D = 200$ *мм*:

Цилиндр 7020-0007

20. Сдвоенные цилиндры
(по нормали машиностроения МН 3451—62)



Обозначение	Диаметр цилиндра D (отклонение по A_3)	Толкающее усилие на штоке (без учета к. п. д.) в $кГ$ при давлении в цилиндре в $кГ/см^2$				Тянущее усилие на штоке (без учета к. п. д.) в $кГ$ при давлении в цилиндре в $кГ/см^2$			
		3	4	5	6	3	4	5	6
7020-0021*	150	527	702	873	1053	978	1304	1650	1956
7020-0022		1020	1360	1700	2040				
7020-0023*	200	939	1252	1565	1878	1803	2404	3005	3606
7020-0024		1845	2460	3075	3690				
7020-0025*	250	1469	1959	2449	2938	2823	3764	4705	5646
7020-0026		2883	3844	4805	5766				

Продолжение табл. 20

Размеры в *мм*

D	D_1	D_2 (отклонение по A)	D_3	D_4	d (отклонение по X_3)	Резьба d_1	Резьба d_2	l_1	l_2	l_3	L	n	Масса в *кг*
150	165	100	140	190	30	М20	М12	35	20	30	210	4	11,8
200	165	100	140	240	30	М20	М12	35	25	30	210	4	14,2
250	200	125	170	290	40	М24	М16	45	30	40	252	6	21,4

* Исполнение I

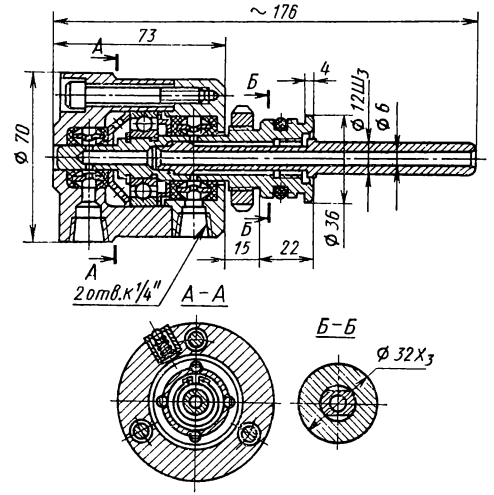
Пример обозначения вращающегося пневматического сдвоенного цилиндра исполнения II с $D = 200$ *мм*:

Цилиндр 7020-0024

21. Воздухоподводящие муфты

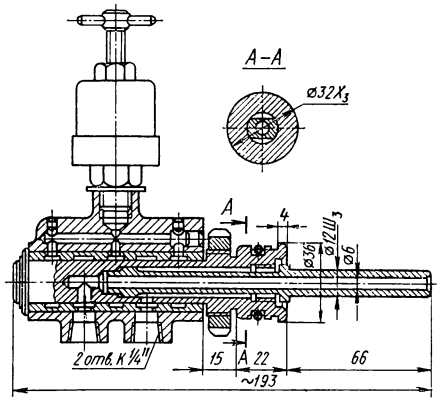
Размеры в *мм*

Муфта по нормали машиностроения МН 3452—62



$n_{max} = 1200$ *об/мин.*
Масса муфты 1,05 *кг.*
Обозначение муфты:
Муфта 7020-0031

Муфта по нормали машиностроения МН 3453—62



$n_{max} = 2000$ *об/мин.*
Масса муфты 1,85 *кг.*
Обозначение муфты:
Муфта 7020-0041

Аппаратура

(по руководящим материалам Московского опытного завода пневмоаппаратов и пневмоавтоматики)

Влагоотделители (табл. 22 и 23) применяют для очистки сжатого воздуха от влаги и механических примесей. Влагоотделители типа ББ41-13 и ББ41-14 предназначены для пневматических систем с повышенным содержанием влаги.

Маслораспылитель (табл. 24) используется для подачи в пневматический привод масла, распыленного в воздушном потоке.

Краны управления (табл. 25) предназначены для изменения направления движения сжатого воздуха.

Кран последовательного включения (табл. 26) позволяет одновременно управлять работой двух цилиндров в пневматических приводах станков и машин.

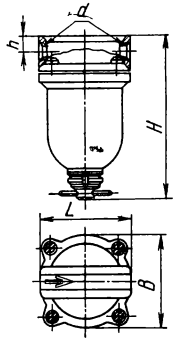
Регуляторы давления (табл. 27) служат для регулирования и поддержания постоянного давления в пневматических системах.

Указанную аппаратуру изготовляет Черкесский завод «Гидропневмонормаль».

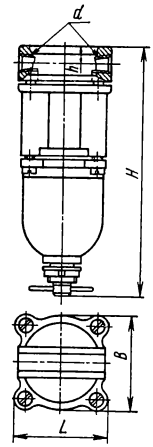
22. Влагоотделители типа В41-1 и БВ41-1

Рабочее давление 2 — 6 *кГ/см²*

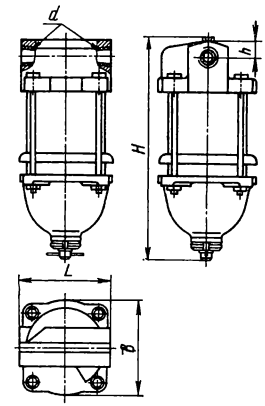
В41-13 и В41-14



БВ41-13 и БВ41-14



В41-16 и В41-18



Шифр	Наибольший расход воздуха в *л/мин* при $p = 4$ *кГ/см²*	Резьба *d*	*H*	*h*	*L*	*B*
			в *мм*			
В41-13	40	К $^3/_8''$	175	15	86	86
В41-14	90	К $^1/_2''$				
БВ41-13	40	К $^3/_8''$	235			
БВ41-14	90	К $^1/_2''$	235			
БВ41-16	250	К 1''	290	23	120	130
БВ41-18	650	К $1^1/_2''$	400	35	165	160

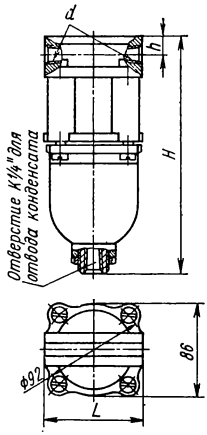
Пример обозначения влагоотделителя с шифром В41-14:

Влагоотделитель В41-14

То же, типа БВ41-14:

Влагоотделитель БВ41-14

23. Влагоотделитель с конденсатоотводчиком типа В41-3

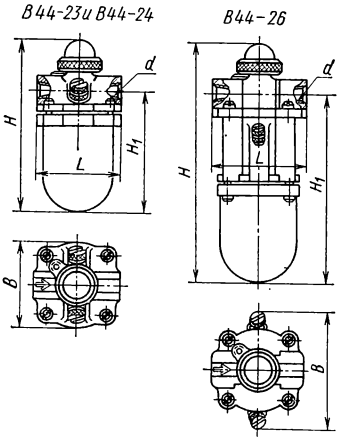


Шифр	Наибольший расход воздуха в *л/мин* при p = 4 *кГ/см²*	d в дюймах	H	h	L
			в *мм*		
В41-33	40	К 3/8	235	15	86
В41-34	90	К 1/2	235	15	86
В41-36	250	К 1	240	23	105

Пример обозначения влагоотделителя с шифром В41-33:

Влагоотделитель с конденсатоотводчиком В41-33

24. Маслораспылитель типа В44-2



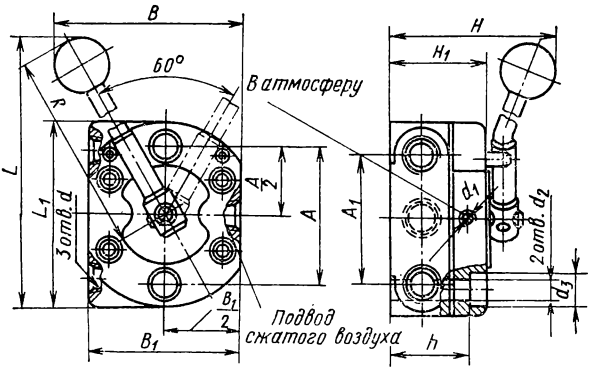
Шифр	Наибольший расход воздуха в *л/мин* при p = 4 *кГ/см²*	Рабочее давление в *кГ/см²*	d в дюймах	H	H_1	L	B
				в *мм*			
В44-23	40	2—6	К 3/8	170	120	86	86
В44-24	90		К 1/2	270	214	120	120
В44-26	250		К 1				

Пример обозначения маслораспылителя с шифром В44-23:

Маслораспылитель В44-23

25. Краны управления типа В71-2

Рабочее давление 1—6 *кГ/см²*, усилие переключения рукоятки до 3 *кГ*

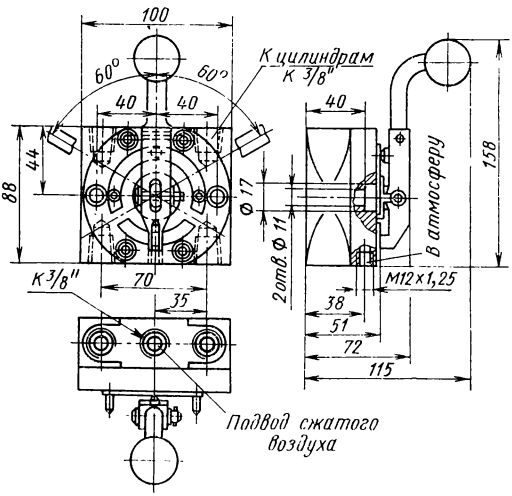


Шифр	Наибольший расход сжатого воздуха в *л/мин*	*d* в дюймах	d_1	d_2	d_3	L	L_1	B	B_1	H	H_1	h	$A \pm 0{,}2$	A_1	R
			в *мм*												
В71-22	25	К 1/4	М8×1	9	14	144	76	89	62	80	41	33	56	52	106
В71-23	40	К 3/8	М10×1	9	14	155	90	98	78	73	50	40	66	62	110
В71-24	90	К 1/2	М14×1,5	11	17	185	120	118	95	82	58	58	96	86	125

Пример обозначения крана управления с шифром В71-22:

Кран управления В71-22

26. Кран последовательного включения типа В71-33



Наибольший расход сжатого воздуха в *л/мин* 40

Рабочее давление в *кГ/см²* 2—6

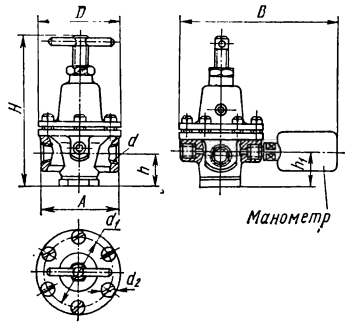
Усилие переключения рукоятки в *кГ* До 3,5

Обозначение крана:

Кран последовательного включения В71-33

27. Регуляторы давления типа В57-1 и БВ57-1

Давление на входе: наибольшее 6 *кГ/см²*, наименьшее 1 *кГ/см²*



Шифр	Наибольший расход сжатого воздуха в *л/мин*	d	d_1	d_2	D	H	h	h_1	B	A
			в *мм*							
В57-13, БВ57-13	40	К $^3/_8''$	75	М6	86	150	34	36	160	80
В57-14, БВ57-14	90	К $^1/_2''$	101	М8	115	200	48	55	190	105
В57-16	250	К 1''								

Пример обозначения регулятора давления с шифром В57-13:
Регулятор давления В57-13

Дополнительные источники

Баки гидравлических и смазочных систем. Номинальные емкости — ГОСТ 14065—68.

Гидравлические цилиндры с креплением на проушине на $p_p = 100$ *кГ/см²*. Конструкция и исполнительные размеры — МН 2253—61.

Гидравлические цилиндры с креплением на цапфах на $p_p = 100$ *кГ/см²*. Конструкция и исполнительные размеры — МН 2254—61.

Гидроаппаратура управления. Общие технические требования — ГОСТ 16517—70.

Механизмы исполнительные пневматические мембранные — ГОСТ 9887—70.

Пневмоприводы. Общие технические требования — ГОСТ 18460—73.

Приводы гидравлические. Общие технические требования — ГОСТ 17411—72.

Приводы гидравлические. Общие требования по технике безопасности — ГОСТ 16028—70.

Цилиндры телескопические гидравлические и пневматические. Основные параметры — ГОСТ 16029—70.

Цилиндры гидравлические на рабочее давление до 100 *кГ/см²*. Технические требования — МП 2252—61.

Цилиндры гидравлические. Общие технические требования — ГОСТ 16514—70.

Фильтры — влагоотделители воздушные на $P_{ном} = 10$ *кГ/см²* — ГОСТ 17437—72.

Фильтры с тонкостью фильтрации 10 *мкм* на давление до 200 *кГ/см²* с бумажными фильтроэлементами — ГОСТ 16026—70.

ГЛАВА XIII

ЭЛЕКТРИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ АСИНХРОННЫЕ СЕРИИ А2 И АО2 (АОЛ2)

(по ГОСТу 13859—68)

Трехфазные короткозамкнутые асинхронные электродвигатели общего назначения серии А2 и АО2 с основным исполнением на напряжение 220/380 *в* предназначены для продолжительного номинального режима от сети с частотой 50 *гц*.

Двигатели изготовляют на девяти внешних диаметрах сердечников статора (габаритах) в следующих исполнениях по степени защиты от воздействия окружающей среды:

защищенное со станиной и щитами из чугуна (А2) — 6—9-го габаритов;

закрытое обдуваемое со станиной и щитами из чугуна (АО2) — 1—9-го габаритов;

закрытое обдуваемое со станиной и щитами из алюминиевого сплава (АОЛ2) — 1—3-го габаритов.

В каждом габарите при данной частоте вращения изготовляют двигатели двух типоразмеров.

Обозначение типа двигателя должно состоять из обозначения исполнения по степени защиты от воздействия окружающей среды, типоразмера и числа полюсов.

В обозначении типоразмера первая цифра указывает порядковый номер габарита, вторая — порядковый номер длины сердечника статора.

Пример обозначения двигателя в закрытом обдуваемом исполнении со станиной и щитами из чугуна, 2-го габарита, 1-й длины, шестиполюсного:

Двигатель АО2-21-6 ГОСТ 13589—68

В зависимости от способа монтажа электродвигатели изготовляют в следующих исполнениях по ГОСТу 2479—65:

со станиной и щитами из чугуна закрытого обдуваемого исполнения:

1 — 7-го габаритов — М100, М200 и М300;

8 — 9-го габаритов — М100, М200, М302 и М303;

со станиной и щитами из чугуна защищенного исполнения:

6 — 7-го габаритов — М101, М201 и М301;

8 — 9-го габаритов — М101 и М201;

со станиной и щитами из алюминиевого сплава:

1 — 2-го габаритов — М100, М200 и М300;

3-го габарита — М101, М201 и М300.

Допускается изготовление электродвигателей с двумя свободными концами вала, а также с коническим концом вала по ГОСТу 12081—66.

Двигатели при цилиндрической форме конца вала поставляются комплектно со шпонкой на свободном конце вала, а при конической — комплектно со шпонкой, гайкой и шайбой.

Технические характеристики, установочные и габаритные размеры электродвигателей приведены в табл. 1—5.

1. Технические данные [1] электродвигателей серии А2

Тип электродвигателя	Номинальная мощность на валу в *квт*	Частота вращения вала в *об/мин*	К. п. д. в %	Тип электродвигателя	Номинальная мощность на валу в *квт*	Частота вращения вала в *об/мин*	К. п. д. в %
А2-61-2	17	2900	88,0	А2-61-6	10	965	87
А2-62-2	22	2900	89,0	А2-62-6	13	965	88
А2-71-2	30	2900	90,0	А2-71-6	17	965	89
А2-72-2	40	2900	90,5	А2-72-6	22	965	89,5
А2-81-2	55	2900	91,0	А2-81-6	30	970	90
А2-82-2	75	2900	92,0	А2-82-6	40	970	91
А2-91-2	100	2920	93,0	А2-91-6	55	980	92,0
А2-92-2	125	2920	94,0	А2-92-6	75	980	92,5
А2-61-4	13	1450	88,5	А2-61-8	7,5	725	85,0
А2-62-4	17	1450	89,5	А2-62-8	10	725	87,0
А2-71-4	22	1455	90,0	А2-71-8	13	725	87,5
А2-72-4	30	1455	90,5	А2-72-8	17	725	88,5
А2-81-4	40	1460	91,0	А2-81-8	22	725	89,0
А2-82-4	55	1460	92,0	А2-82-8	30	725	90,0
А2-91-4	75	1470	93,0	А2-91-8	40	730	91,5
А2-92-4	100	1470	93,5	А2-92-8	55	730	92,0

[1] Частота вращения и к. п. д. приведены для номинальной нагрузки.

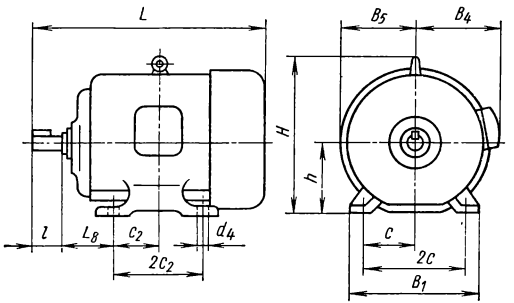
Масса электродвигателей исполнения М201 в *кг*

Тип	А2-61	А2-62	А2-71	А2-72	А2-81	А2-82	А2-91	А2-92
Масса	134	150	179	210	316	363	488	546

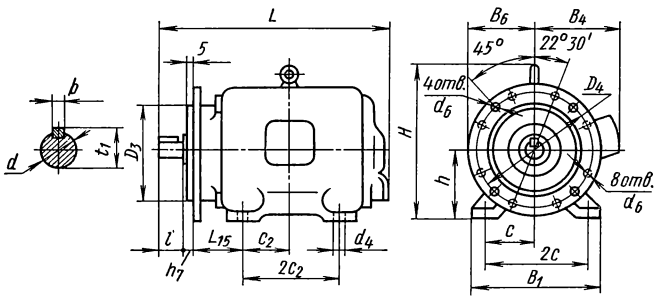
2. Габаритные и установочные размеры электродвигателей серии А2, габариты 6—9, исполнения М101

Размеры в *мм*

На лапах, без фланца



На лапах, с фланцем *



Типоразмер электродвигателя	Общие размеры: габаритные, не более				Общие размеры: установочные									Размеры электродвигателей: на лапах, без фланца	Размеры электродвигателей: на лапах, с фланцем	Размеры электродвигателей: на лапах, с фланцем			
														габаритные, не более		установочные			Число отверстий d_6 = 18
	L	B_1	B_4	H	$L_8=L_{15}$	l	b **	$2C$	$2C_2$	d (по H)	d_4	h	t_1	B_5	B_6	D_3 (отклонение по C_{2a})	D_4	h	
А2-61	558	345	275	410	121	110	12	279	203	42	14	180	45	180	180	250	300	0	4
А2-62	596								241										
А2-71	608	393	313	461	133	110	14	318	228	48	18	200	51,5	213	230	350	400		8
А2-72	646								267										
А2-81	784	491	373	551	168	140	18	406	311	60	22	250	64	250	280	450	500		8
А2-82	822								349										
А2-91	894	552	408	627	190	140	20	457	368	70	22	280	74,5	288	288	450	500		8
А2-92	944								419										

* По требованию заказчика допускается располагать отверстия под углом 0° вместо 45° для типоразмеров 61 и 62.
** Отклонение ширины шпонки — по B_3.

3. Технические данные* электродвигателей серии АО2 (АОЛ2)

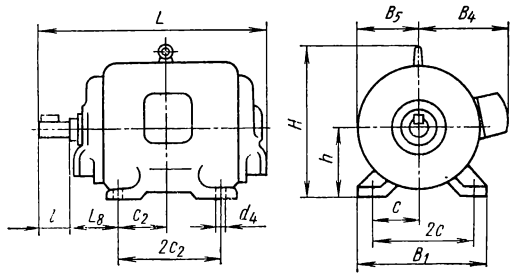
Тип электродвигателя	Номинальная мощность на валу в *квт*	Частота вращения в *об/мин*	К. п. д. в %	Масса электродвигателя в исполнении М101 в *кг*
3000 *об/мин* (синхронная)				
АО2 (АОЛ2)-11-2	0,8	2830	78,0	15 (10,5)
АО2 (АОЛ2)-12-2	1,1	2830	79,5	16,5 (12)
АО2 (АОЛ2)-21-2	1,5	2840	80,5	19,5 (17,5)
АО2 (АОЛ2)-22-2	2,2	2840	83,0	23,5 (20)
АО2 (АОЛ2)-31-2	3,0	2880	84,5	35 (27,5)
АО2 (АОЛ2)-32-2	4,0	2880	85,5	39,5 (32)
АО2-41-2	5,5	2900	86,0	57
АО2-42-2	7,5	2900	87,0	68
АО2-51-2	10	2910	88,0	69
АО2-52-2	13	2910	88,0	110
АО2-62-2	17	2920	88,0	150
АО2-71-2	22	2930	88,0	195
АО2-72-2	30	2930	89,0	220
АО2-81-2	40	2940	89,0	330
АО2-82-2	55	2940	90,0	390
АО2-91-2	75	2950	90,0	520
АО2-92-2	100	2950	91,5	630
1500 *об/мин* (синхронная)				
АО2 (АОЛ2)-11-4	0,6	1360	72,0	15 (10,5)
АО2 (АОЛ2)-12-4	0,8	1360	74,5	16,5 (12)
АО2 (АОЛ2)-21-4	1,1	1400	78,0	19 (17)
АО2 (АОЛ2)-22-4	1,5	1400	80,0	23 (20,5)
АО2 (АОЛ2)-31-4	2,2	1430	82,5	34 (27)
АО2 (АОЛ2)-32-4	3	1430	83,5	39 (32)
АО2-41-4	4	1440	86,0	55,5
АО2-42-4	5,5	1440	87,0	66,5
АО2-51-4	7,5	1440	88,5	93
АО2-52-4	10	1440	88,5	107
АО2-61-4	13	1450	88,5	134
АО2-62-4	17	1450	89,0	152
АО2-71-4	22	1450	90,0	208
АО2-72-4	30	1450	91,0	235
АО2-81-4	40	1470	91,5	235
АО2-82-4	55	1470	92,5	415
АО2-91-4	75	1480	92,5	530
АО2-92-4	100	1480	93,0	640

Тип электродвигателя	Номинальная мощность на валу в *квт*	Частота вращения в *об/мин*	К. п. д. в %	Масса электродвигателя в исполнении М101 в *кг*
1000 *об/мин* (синхронная)				
АО2 (АОЛ2)-11-6	0,4	915	68	15 (11)
АО2 (АОЛ2)-12-6	0,6	915	70	16,5 (12,4)
АО2 (АОЛ2)-21-6	0,8	930	73	18 (16,5)
АО2 (АОЛ2)-22-6	1,1	930	76	22 (20)
АО2 (АОЛ2)-31-6	1,5	950	79	33 (26)
АО2 (АОЛ2)-32-6	2,2	950	81	38 (32)
АО2-41-6	3,0	955	81,5	55
АО2-42-6	4,0	955	83,0	65
АО2-51-6	5,5	965	85,5	90
АО2-52-6	7,5	965	87,0	110
АО2-61-6	10	965	88,0	135
АО2-62-6	13	965	88,0	155
АО2-71-6	17	970	90,0	200
АО2-72-6	22	970	90,5	230
АО2-81-6	30	980	91,0	330
АО2-82-6	40	980	91,5	405
АО2-91-6	55	985	92,5	520
АО2-92-6	75	985	92,5	630
750 *об/мин* (синхронная)				
АО2-41-8	2,2	710	79,5	55
АО2-42-8	3,0	710	80,0	65
АО2-51-8	4,0	720	84,0	90
АО2-52-8	5,5	720	85,0	110
АО2-61-8	7,5	725	86,5	135
АО2-62-8	10	725	87,5	155
АО2-71-8	13	730	89,0	200
АО2-72-8	17	730	89,5	230
АО2-81-8	22	735	90,5	325
АО2-82-8	30	735	91,0	400
АО2-91-8	40	740	91,5	515
АО2-92-8	55	740	92,5	625
600 *об/мин* (синхронная)				
АО2-81-10	17	585	88,0	325
АО2-82-10	22	585	89,5	400
АО2-91-10	30	590	90,0	500
АО2-92-10	40	590	90,5	610

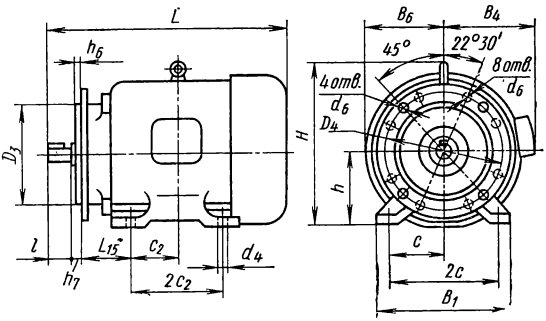
*Частота вращения и к. п. д. приведены для номинальной нагрузки, масса электродвигателей: без скобок — со станиной и щитами из чугуна, в скобках — из алюминиевого сплава.

4. Габаритные и установочные размеры

Разме



АО2 (АОЛ2), на лапах, без фланца, габариты 1—9, форма исполнения М101



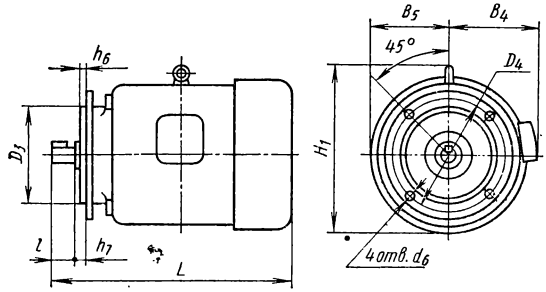
АО2 (АОЛ2), на лапах, с фланцем*, габариты 1—9, форма исполнения М201

Типоразмер электродвигателя	Общие раз										
	габаритные					уста					
	L	B_1	B_4	B_5	H	$L_8=L_{15}$	l	b**	$2C$	$2C_3$	d (по H)
АО2 (АОЛ2)-11	298	183	155	94	188	56	40	6	140	100	18
АО2 (АОЛ2)-12	323									125	
АО2 (АОЛ2)-21	336	208	167	106	209	63	50	6	160	112	22
АО2 (АОЛ2)-22	365									140	
АО2 (АОЛ2)-31	374	243	185	122	266	70	60	8	190	114	28
АО2 (АОЛ2)-32	400									140	
АО2-41	468	274	222	143	310	89	80	10	216	140	32
АО2-42	506									178	
АО2-51	546	318	238	165	361	108	80	10	254	178	38
АО2-52	576									210	
АО2-61	629	345	275	196	410	121	110	12	279	203	42
АО2-62	667									241	
АО2-71	682	393	313	230	461	133	110	14	318	228	48
АО2-72	721									267	
АО2-81	850	491	373	260	551	168	140	18	406	311	60
АО2-82	888									349	
АО2-91	970	552	408	299	627	190	140	20	457	368	70
АО2-92	1025									419	

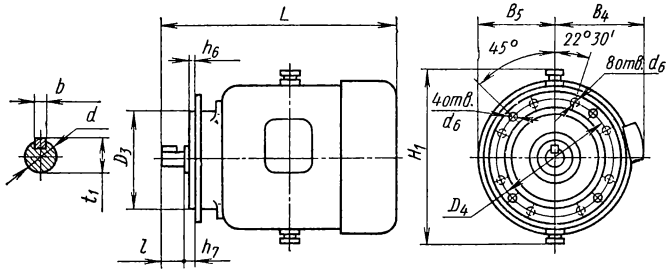
* По требованию заказчика допускается выполнять расположение отверстий под
** Отклонение ширины шпонки — по B_3.

Отклонение шпоночного паза — по *ПШ* ГОСТа 7227—58, отклонение ширины шпон ГОСТ 13859—68 предусматривает также двигатели серии А2, без лап, с фланцем,

электродвигателей серий АО2 (АОЛ2)
ры в *мм*



АО2 (АОЛ2), без лап, с фланцем, габариты 1—5, форма исполнения 311



АО2, без лап, с фланцем, габариты 6—9, исполнение 311

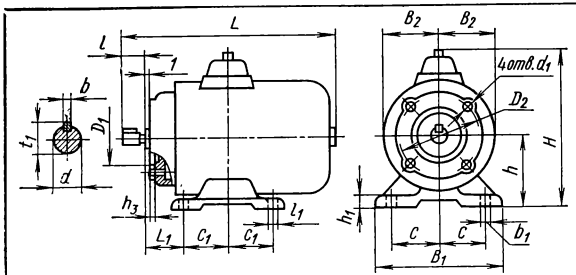
меры									Габаритные размеры электродвигателей	
новочные								Число отверстий	на лапах с фланцем	без лап, с фланцем
d_4	d_6	D_3 (по C_{2a})	D_4	h	h_6	h_7	t_1		B_6	H_1
9	11,5	130	165	90	4	0	20,5	4	94	188
12	11,5	130	165	100	4	0	24,5	4	106	208
12	14	180	215	112	4	0	31	4	122	268
12	14	230	265	132	4	0	35	4	143	315
14	18	250	300	160	5	0	41	4	165	362
14	18	250	300	180	5	0	45	4	196	412
18	18	350	400	200	5	0	51,5	8	230	487
22	18	450	500	250	5	0	64	8	280	569
22	18	450	500	280	5	0	74,5	8	299	665

углом 0° вместо 45° для типоразмеров 61 и 62.

ки — по B_3.
габаритов 6—7.

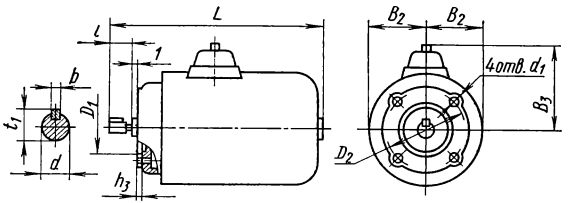
5. Электродвигатели асинхронные с короткозамкнутым ротором мощностью от 10 до 600 *вт* серий АОЛ-2 (по ГОСТу 8900—58)

Электродвигатели однофазные и трехфазные асинхронные предназначены для общего применения.



Электродвигатели на лапах с фланцем

Электродвигатели без лап с фланцем



Номинальная мощность в *вт* для исполнения				Габаритные размеры						Установочные размеры																
закрытого		закрытого обдуваемого		B_1	B_2	B_3	H	L для исполнения		общие									для двигателя на лапах с фланцем							
при частоте вращения (синхронной) в *об/мин*								закрытого	закрытого обдуваемого	d	l	b	t_1	D_1	D_2	h_3	d_1		h	h_1	L_1	$2C$	$2C_1$	l_1	b_1
3000	1500	3000	1500																							
в *мм*, не более										в *мм*																
18	10	30	18	100	47,5	69	122	135	150	8	20	3	9	45	60	3	M5		53	9	24	76	72	6	10
30	18	50	30					145	160																	
50	30	80	50	115	56	77	140	175	190	10	23		11	60	75				63	10	35,5	90	85		12
80	50	120	80					190	205																	
120	80	180	120	135	65,5	95	170	205	222	12	30	4	13,5	70	85		M8		75	12	40	105	100	7	15
180	120	270	180					222	238																	
270	180	400	270	165	78	110	200	232	250	14			15,5	80	100	4			90	14	42	130	120	9	18
400	270	600	400					252	270																	

КНОПКИ УПРАВЛЕНИЯ, КНОПОЧНЫЕ СТАНЦИИ

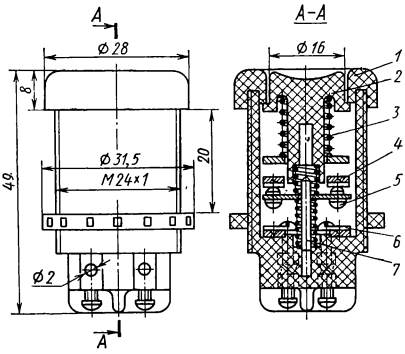
6. Кнопка управления типа КУО-3

(по каталогу Информэлектро 07.06.09—67)

Кнопка управления предназначена для работы в сетях с напряжением до 380 *в* переменного тока.

Кнопки выпускают черного или красного цвета.

Изготовляется Московским заводом низковольтной аппаратуры



1 — корпус; *2* — головка; *3* — пружина; *4* и *6* — неподвижные контакты; *5* — подвижной контактный мостик; *7* — штифт

Кнопка имеет один замыкающий и один размыкающий контакты общей точки.

Токоведущие части — латунные, а рабочие контакты — серебряные. Изоляционные детали — карболитовые.

Детали из черных металлов имеют антикоррозийное покрытие.

Отверстия в зажимах рассчитаны для подводящих проводов сечением не более 1,5 *мм*².

Кнопку можно устанавливать в любом положении на панелях из различного материала.

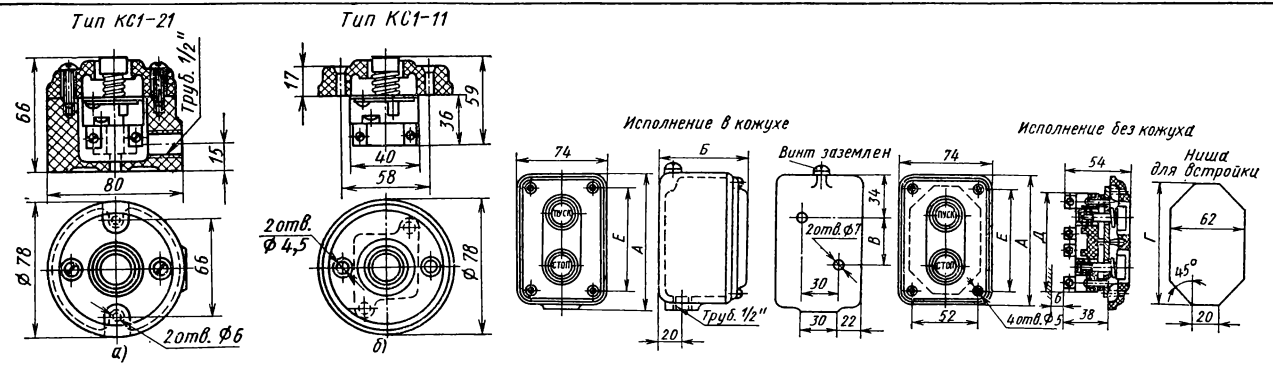
Допускаемая сила тока в *а*		Допускаемая сила разрывного тока в *а* при напряжении в *в*			Масса в *кг*
длительная	включения	127	220	380	
2,5	5	2,5	1,5	1,0	0,05

Пример обозначения и формулировки заказа:

Кнопка управления КУО-3 красного цвета

7. Кнопочные станции

Изготовляются Московским заводом низковольтной аппаратуры (по каталогу Информэлектро 07.06.09—67)



Тип станции	Число кнопок [1]	Габаритные размеры в *мм*						Исполнение и способ монтажа	Максимально допускаемая сила тока, включаемого и выключаемого контактами при индуктивной нагрузке			Масса в *кг*
		А	*Б*	*В*	*Г*	*Д*	*Е*		Род тока	Напряжение в *в*	Сила тока в *а*	
КС1-21	1	—	—	—	—	—	—	В кожухе из пластмассы	Переменный	380, 500	4, 3	0,24
КС1-11		0,20						Для встройки	Постоянный	110, 220, 440	0.6; 0,4; 0.15	0,20
КС1-12 (двухцепная)	2	108	—	—	96	80	86	Без кожуха	Переменный	380	4	0,30
КС1-22 (двухцепная)		113	71,5	40	—	—	—	В кожухе		127	12	1,19
КС1-24 (двухцепная)	4	220	71,5	148	—	—	—	В кожухе	Постоянный	440	0,15	2,11

[1] На каждой кнопке имеется по одному замыкающему и размыкающему контакту

Длительно допускаемая контактами сила тока 5 *а*.

Кнопочные станции КС1-21 и КС1-11 выпускаются черного или красного цвета, КС1-22, КС1-12, КС1-24 — черного или зеленого цвета с надписями «Пуск» и «Стоп» при двух кнопках; «Вперед», «Назад», «Пуск» и «Стоп» при четырех кнопках. Кнопка «Стоп» во всех кнопочных станциях — красного цвета.

Пример обозначения кнопочной двухцепной станции на две кнопки в кожухе типа КС1-22:

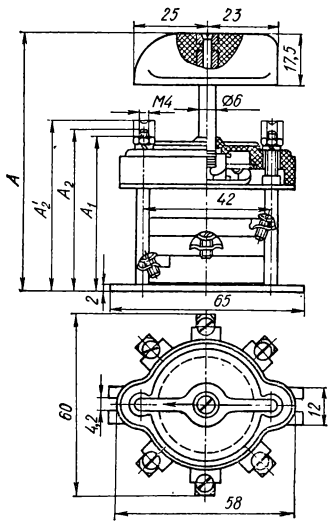
Кнопочная станция КС1-22

То же, на одну кнопку красного цвета для встройки типа КС1-11:

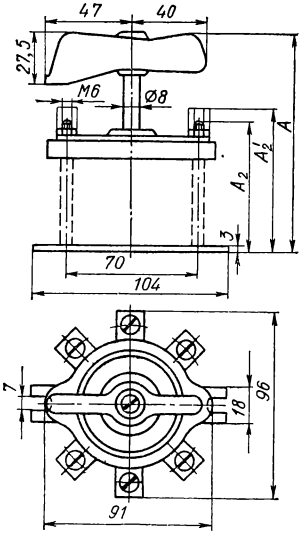
Кнопочная станция КС1-11

ПАКЕТНЫЕ ПЕРЕКЛЮЧАТЕЛИ, ПУТЕВЫЕ ПЕРЕКЛЮЧАТЕЛИ И ВЫКЛЮЧАТЕЛИ

8. Пакетные выключатели типа ВП



Для $I = 10$ *а*



Для $I = 25$ и 60 *а*

Тип	Число полюсов (секций)	Номинальная сила тока I в *а*	Крепление со стороны основания		Крепление со стороны рукоятки		Масса в *кг*
			A_2	A	A'_2	A_1	
			в *мм*				
ВП2-10	2	10	53,5	88	59	50,2	0,10
ВП3-10	3		59,5	94	65	56,5	0,125
ВП4-10			65,5	100	71	62,8	0,15
ВП5-10	5		71,5	106	77	69,1	0,175
ВП6-10	6		77,5	112	83	75,4	0,20
ВП7-10	7		83,5	118	89	81,7	0,212
ВП-25	3	25	73	115	83	—	0,52
ВП-60	3	60	103	145	113	—	0,725
ВП5-25	6	25	103	145	113	—	0,725

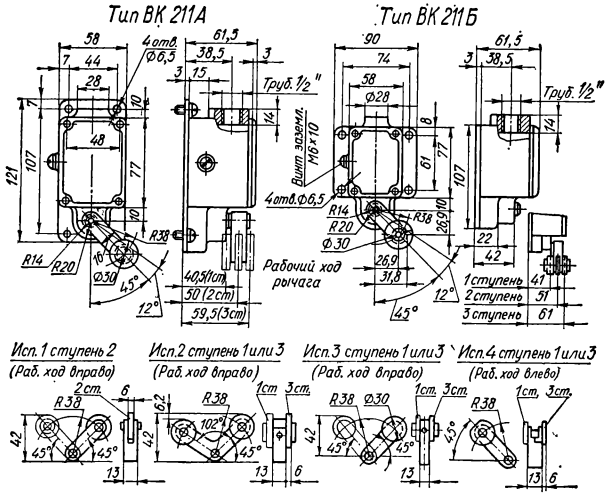
Пример обозначения и формулировка заказа:

Пакетный переключатель типа ВП3-10

9. Путевые переключатели мгновенного действия типа ВК 211 в пыле- и брызгонепроницаемом кожухе

(по МРТУ 16-526. 006—65)

Изготовляет Харьковский электроаппаратный завод и Куйбышевский завод им. Масленникова



Исполнение	Ступень	Назначение
1	2	Для упоров с работой в обе стороны
2	1 3	Для управления возвратно-поступательным движением механизмов
3	1 3	Для упоров с работой в обе стороны
4	3	Для проходных упоров с работой в одну сторону

Переключатели имеют по одному замыкающему и размыкающему контакту.

Усилие нажатия 8 *кГ*.

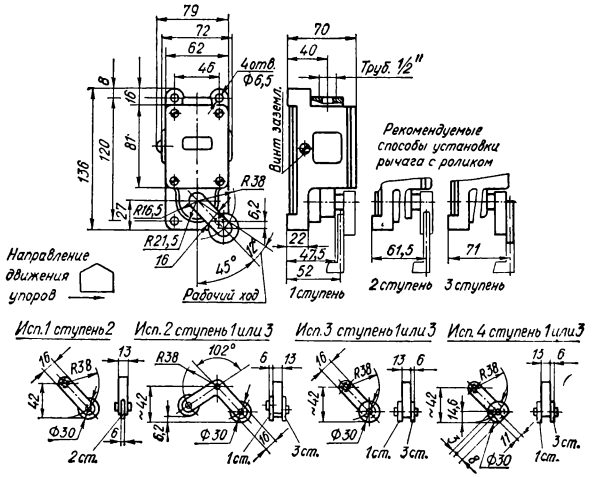
Пример обозначения путевого переключателя типа ВК 211-А исполнения I с расположением ролика во 2-й ступени для упоров с работой в обе стороны:

Путевой переключатель, исполнение 1, ступень 2-я, тип ВК 211-А

10. Путевой переключатель мгновенного действия типа ВК 311А в водозащищенном кожухе

(по МРТУ 16-526. 006—65)

Изготовляют Харьковский электроаппаратный зовод и Куйбышевский завод имени Масленникова



Путевой переключатель типа ВК 311А отличается от переключателя типа ВК 211 наличием кожуха водозащищенного исполнения. Предусматриваются те же исполнения по форме рычага и расположению ролика, в каких выпускается переключатель типа ВК 211.

Переключатель типа ВК 311А применяют для тех же целей, что и переключатель типа ВК 211, но при необходимости герметичности кожуха.

Пример обозначения:

Путевой переключатель ВК 311А

Пример для формулировки заказа:

Путевой переключатель в кожухе, исполнение 1, ступень 2-я, тип ВК 311А

ПУТЕВЫЕ ВЫКЛЮЧАТЕЛИ СЕРИЙ ВПК

Серию ВПК 1000 предусматривает ГОСТ 18134—72, ВПК 2000 — ГОСТ 18147—72, ВПК 3000 — ГОСТ 18133—72.

Путевые выключатели являются контактными мгновенного действия общего промышленного применения для подвижных и неподвижных частей стацио-

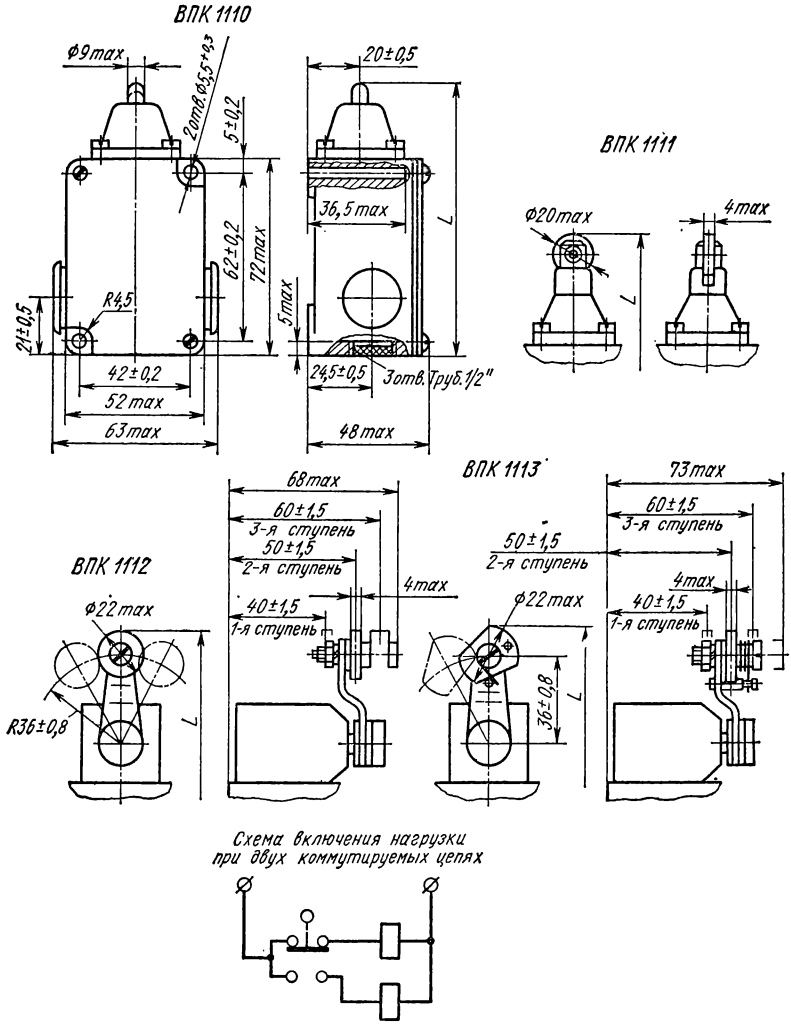
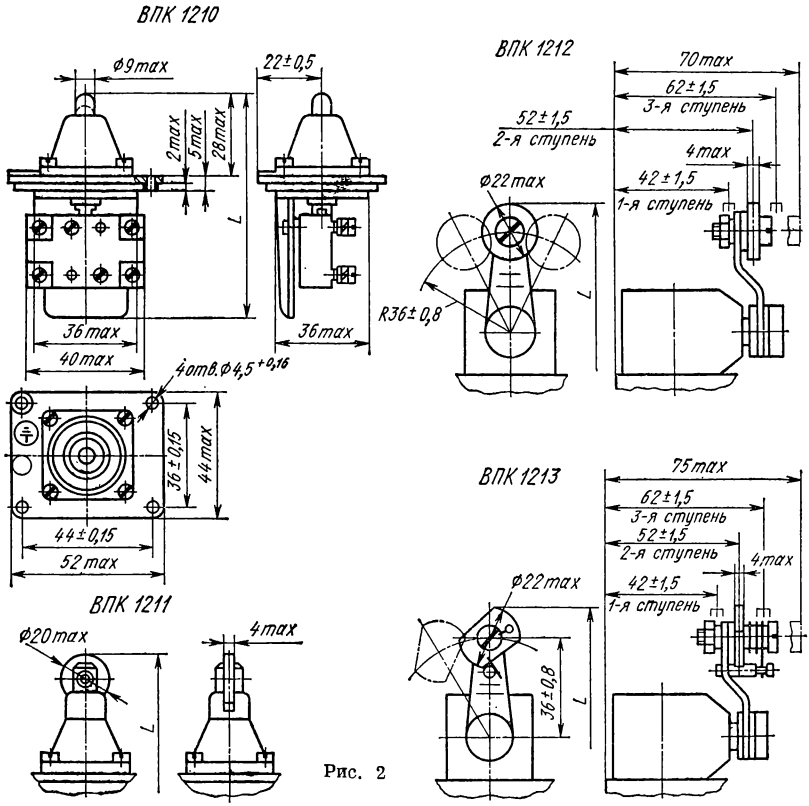
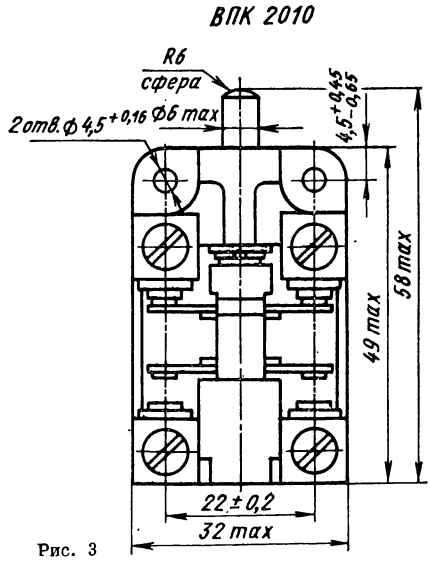


Рис. 1

нарных установок. Изготовляют выключатели исполнения У — для макроклиматического района с умеренным климатом. Выключатели серий ВПК 1000 и ВПК 2000 исполняются категорий размещения 2 и 4, а ВПК 3000 — категории 2. Цифры категорий в обозначении указываются после буквы У.


ВПК 1210
ВПК 1212
ВПК 1211
ВПК 1213
Рис. 2


ВПК 2010
Рис. 3

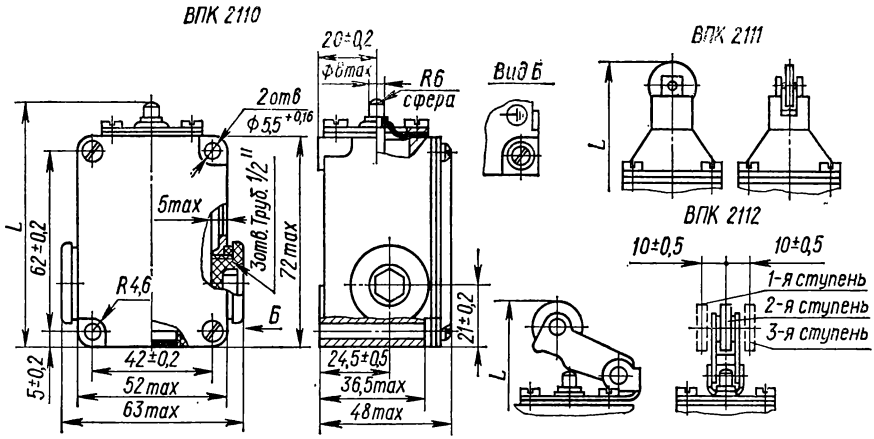

ВПК 2110
ВПК 2111
ВПК 2112
Вид Б
2отв
Ф5,5 +0,16
5max
3отв. Труб. 1/2"
R4,6
Б
R6
сфера
20±0,2
Ф6max
L
62±0,2
72max
5±0,2
42±0,2
52max
63max
24,5±0,5
36,5max
48max
21±0,2
10±0,5
10±0,5
1-я ступень
2-я ступень
3-я ступень

Рис. 4

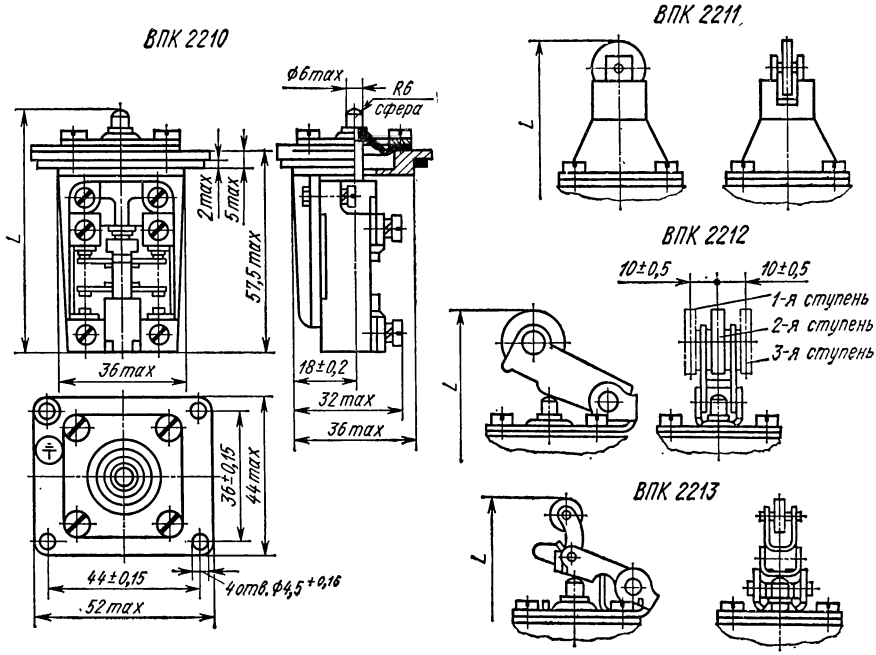

ВПК 2210
ВПК 2211
ВПК 2212
ВПК 2213
Ф6max
R6
сфера
L
2max
5max
57,5max
36max
18±0,2
32max
36max
36±0,15
44max
44±0,15
52max
4отв. Ф4,5 +0,16
10±0,5
10±0,5
1-я ступень
2-я ступень
3-я ступень

Рис. 5

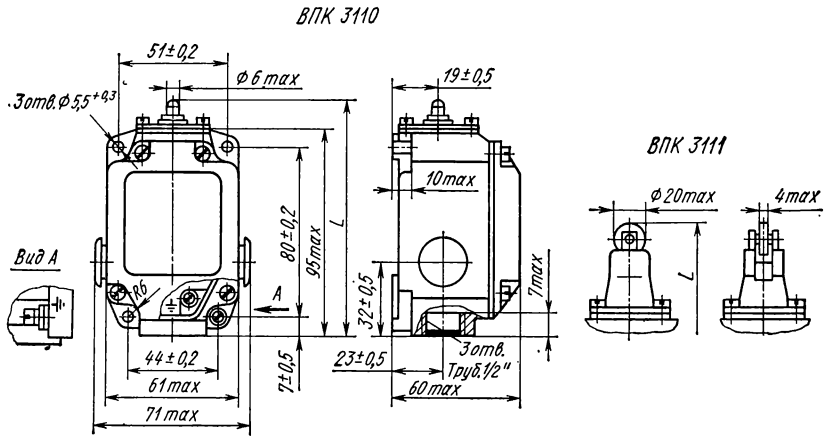


Рис. 6

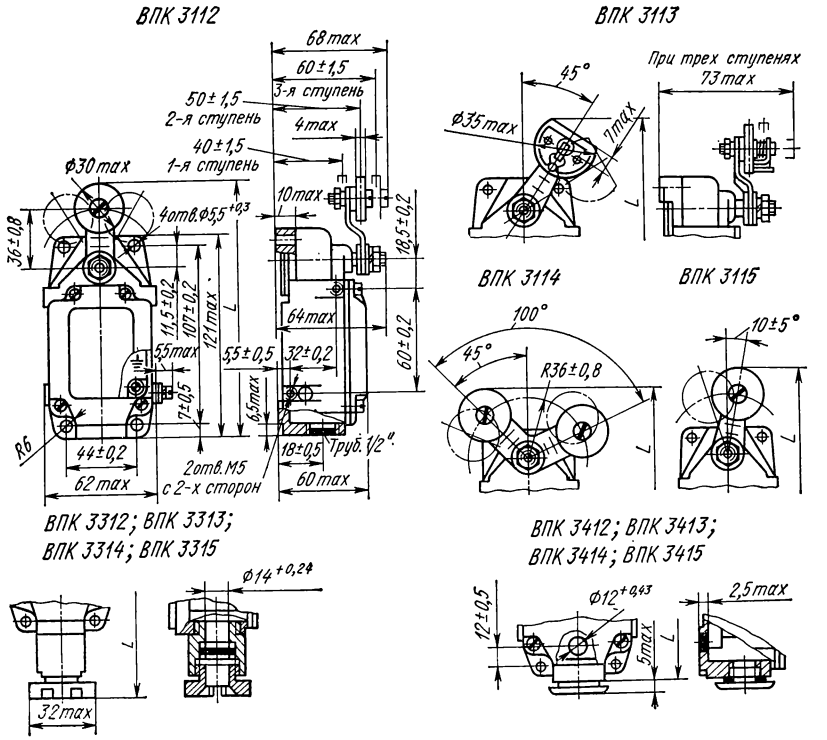


Рис. 7

Категория 2 — для работы в помещениях, где колебания температуры и влажности воздуха несущественно отличаются от колебаний на открытом воздухе и имеется сравнительно свободный доступ наружного воздуха.

11. Типы и исполнения выключателей

Тип выключателей	Исполнения выключателей																	Степень защиты по ГОСТу 14255—69
	по вводу				по приводным элементам					по способу крепления					по способу возврата			
	Резьбовое		Для встройки в нишу	Комбинированное (резьбовое и притычное неуплотненное)	Толкатель	Толкатель с роликом	Рычаг с роликом	Селективный привод (рычажный)	V-образный рычаг[1]	Основное	Основное без оболочки	Основное в оболочке	Фронтальное	Комбинированное (основное и боковое)	Без фиксации положения	С фиксацией положения		
	неуплотненное	уплотненное																
ВПК 1110 У2	+	—	—	—	+	—	—	—	—	+	—	—	—	—	+	—		1Р67
ВПК 1111 У2	+	—	—	—	—	+	—	—	—	+	—	—	—	—	+	—		
ВПК 1112 У2	+	—	—	—	—	—	+	—	—	+	—	—	—	—	+	—		
ВПК 1113 У2	+	—	—	—	—	—	—	+	—	+	—	—	—	—	+	—		
ВПК 1210 У4	—	—	+	—	+	—	—	—	—	—	—	—	+	—	+	—		1Р00
ВПК 1211 У4	—	—	+	—	—	+	—	—	—	—	—	—	+	—	+	—		
ВПК 1212 У4	—	—	+	—	—	—	+	—	—	—	—	—	+	—	+	—		
ВПК 1213 У4	—	—	+	—	—	—	—	+	—	—	—	—	+	—	+	—		
ВПК 2010 У4	—	—	—	—	+	—	—	—	—	—	+	—	—	—	+	—		1Р67
ВПК 2110 У2	—	—	—	—	+	—	—	—	—	—	—	+	—	—	+	—		
ВПК 2111 У2	—	—	—	—	—	+	—	—	—	—	—	+	—	—	+	—		
ВПК 2112 У2	—	—	—	—	—	—	+	—	—	—	—	+	—	—	+	—		
ВПК 2210 У4	—	—	—	—	+	—	—	—	—	—	—	—	+	—	+	—		1Р00 *
ВПК 2211 У4	—	—	—	—	—	+	—	—	—	—	—	—	+	—	+	—		
ВПК 2212 У4	—	—	—	—	—	—	+	—	—	—	—	—	+	—	+	—		
ВПК 2213 У4	—	—	—	—	—	—	—	+	—	—	—	—	+	—	+	—		
ВПК 3110 У2	+	—	—	—	+	—	—	—	—	+	—	—	—	—	+	—		1Р67
ВПК 3111 У2	+	—	—	—	—	+	—	—	—	+	—	—	—	—	+	—		
ВПК 3112 У2	+	—	—	—	—	—	+	—	—	+	—	—	—	+	+	—		
ВПК 3113 У2	+	—	—	—	—	—	—	+	—	+	—	—	—	+	+	—		
ВПК 3114 У2	+	—	—	—	—	—	—	—	+	—	—	—	—	—	—	+		
ВПК 3115 У2	+	—	—	—	—	—	+	—	—	—	—	—	—	+	—	+		
ВПК 3312 У2	—	+	—	—	—	—	+	—	—	—	—	—	—	+	+	—		
ВПК 3313 У2	—	+	—	—	—	—	—	+	—	—	—	—	—	+	+	—		
ВПК 3314 У2	—	+	—	—	—	—	—	—	+	—	—	—	—	—	—	+		
ВПК 3315 У2	—	+	—	—	—	—	+	—	—	—	—	—	—	+	—	+		
ВПК 3412 У2	—	—	—	+	—	—	+	—	—	—	—	—	—	+	+	—		
ВПК 3413 У2	—	—	—	+	—	—	—	+	—	—	—	—	—	+	+	—		
ВПК 3414 У2	—	—	—	+	—	—	—	—	+	—	—	—	—	+	—	+		
ВПК 3415 У2	—	—	—	+	—	—	+	—	—	—	—	—	—	+	—	+		

* Для выключателей с фронтальным креплением до установки их в специальные ниши; после установки в специальные ниши степень защиты — 1Р67.

ГОСТы предусматривают также выключатели исполнения Т — для макроклиматических районов с сухим и влажным тропическим климатом.

12. Габаритные и установочные размеры, рабочий и дополнительные ходы выключателей серий ВПК 1000 и ВПК 3000

Тип выключателя	L_{max} в *мм*	Рабочий ход	Дополнительный ход		Масса в *кг*
			при изготовлении	при эксплуатации	
ВПК 1110 У2 ВПК 1111 У2	100 116	Не более 2,4 *мм*	3 *мм*		0,43 0,44
ВПК 1112 У2 ВПК 1113 У2	136	Не более 15°	10°		0,58 0,42
ВПК 1210 У4 ВПК 1211 У4	78 94	Не более 2,4 *мм*	3 *мм*		0,15 0,12
ВПК 1212 У4 ВПК 1213 У4	114	Не более 15°	10°		0,32 0,26
ВПК 3110 У2 ВПК 3111 У2	109 140	$6{,}2^{+1{,}5}_{-0{,}7}$ *мм*	3 *мм*		0,70 0,36
ВПК 3112 У2 ВПК 3113 У2 ВПК 3114 У2	154 145 145	12° ± 4°	30°	30° 8° 8°	0,95 0,97 0,52
ВПК 3115 У2 ВПК 3312 У2	154 194			30°	0,95 0,52
ВПК 3313 У2 ВПК 3314 У2	185 184			8°	1,10 0,64
ВПК 3315 У2 ВПК 3412 У2	194 154			30°	1,10 0,50
ВПК 3413 У2 ВПК 3414 У2	145			8°	0,97 0,52
ВПК 3415 У2	145			30°	0,95

Категория 4 — для работы в помещениях с искусственно регулируемыми климатическими условиями, например, в закрытых отапливаемых и вентилируемых производственных и других помещениях.

Типы и исполнения выключателей приведены в табл. 11, габаритные и установочные размеры, рабочий и дополнительные ходы — в табл. 12 и 13, конструкции выключателей серии ВПК 1000 — на рис. 1 и 2, серии ВПК 2000 — на рис. 3, 4 и 5, серии ВПК 3000 — на рис. 6 и 7.

Выключатели выпускают на номинальные напряжения: 24; 36; 110; 127; 220; 380; 500 *в* — переменного тока частоты 50 и 60 *гц*, 24; 110; 220 *в* — постоянного тока.

Номинальный ток выключателей: 4 *а* для ВПК 1000, 6 *а* для ВПК 3000; 6*а* — переменного тока и 4 *а* — постоянного тока для ВПК 2000.

Выключатели имеют прямой порядок замыкания контактов.

У выключателей ВПК 1000 с приводными элементами — толкатель с роликом, рычаг с роликом и селективный привод — ось ролика приводного элемента должна быть перпендикулярна основной плоскости. При этом конструкция должна обеспечивать возможность поворота привода на угол 90° относительно продольной оси выключателя.

Выключатели с селективным приводом должны иметь направление рабочего хода влево. При этом конструкция должна обеспечивать возможность поворота приводного элемента (рычага) на угол 180° относительно продольной оси выклю-

чателя для рабочего хода вправо. При повороте рычага на угол 180° меняется ступень расположения ролика с первой на третью и, наоборот, с третьей на первую.

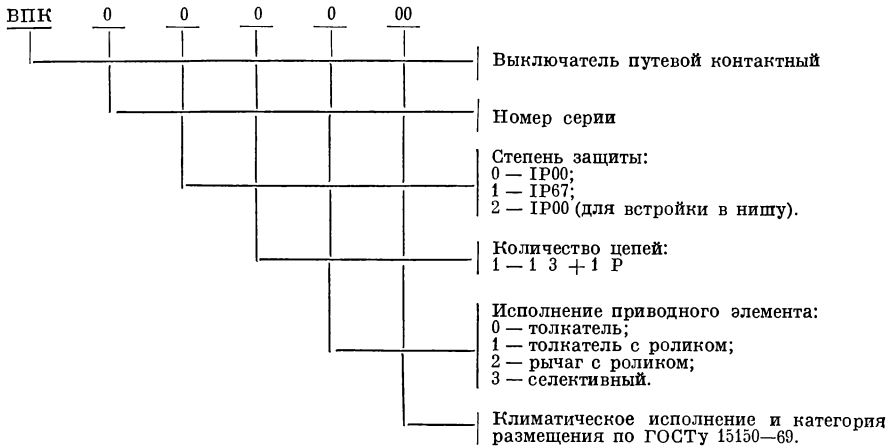
У выключателей ВПК 2000 и ВПК 3000 с приводным элементом — толкатель с роликом — ось ролика приводного элемента должна быть перпендикулярна основной плоскости. При этом конструкция должна обеспечивать возможность поворота приводного элемента на угол 90° вокруг оси толкателя.

Выключатели должны быть с роликами, установленными на второй ступени. При этом конструкция должна обеспечивать переустановку ролика на первую и третью ступень.

Выключатели ВПК 3000 с селективным приводом должны иметь направление рабочего хода влево. Конструкция должна обеспечивать возможность переустановки приводного элемента для рабочего хода вправо.

Нижнее значение вероятности безотказной работы выключателей не менее 0,75 при доверительной вероятности 0,8; для ВПК 1000 на 2 500 000 циклов механической износостойкости, для ВПК 2000 на 5 000 000 циклов, для ВПК 3000 на 3 000 000 циклов.

Структура обозначений выключателей (схема для серии ВПК 2000)



Пример обозначения выключателя серии ВПК 1000 с резьбовым неуплотненным вводом проводов, со степенью защиты IP67, с одним замыкающим (З) и одним размыкающим (Р) контактами, с приводным элементом — рычаг с роликом, с основным креплением, в климатическом исполнении У, категории размещения 2:

Выключатель ВПК 2111У2 ГОСТ 18134—72

---

* В схемах для других серий вместо степени защиты приводится исполнение выключателя по вводу приводов и степени защиты:
для ВПК 1000:
1 — резьбовое неуплотненное IP67;
2 — для встройки в нишу IP00
для ВПК 3000:
1 — резьбовое неуплотненное IP67;
3 — резьбовое уплотненное IP67;
4 — комбинированное (резьбовое и притычное неуплотненные) IP67.

** Для серии ВПК 1000 исполнение приводного элемента такое же. Для серии ВПК 3000 исполнение приводного элемента:
0 — толкатель;
1 — толкатель с роликом;
2 — рычаг с роликом;
3 — селективный;
4 — V-образный рычаг с роликом на каждом плече (с фиксацией);
5 — рычаг с роликом (с фиксацией).

13. Габаритные и установочные размеры, рабочий и полный ходы выключателей серии ВПК 2000

Тип выключателя	L_{max} в *мм*	Рабочий ход в *мм*	Полный ход в *мм*		Масса в *кг*, не более
			при изготовлении, не менее	при эксплуатации, не более	
ВПК 2010 У4 ВПК 2110 У2 ВПК 2111 У2	— 84 117	$5{,}3^{+1{,}4}_{-0{,}9}$	8,5		0,38 0,41 0,44
ВПК 2112 У2 ВПК 2113 У2	106	$7{,}5^{+2{,}5}_{-1{,}5}$	10,5		0.433 0,435
ВПК 2210 У4 ВПК 2211 У4	69 102	$5{,}3^{+1{,}4}_{-0{,}9}$	8,5		0.17 0,20
ВПК 2212 У4 ВПК 2213 У4	91,5	$7{,}5^{+2{,}5}_{-1{,}5}$	10,5		0.193 0,195

Пример обозначения выключателя серии ВПК 2000 с резьбовым неуплотненным вводом проводов, со степенью защиты 1Р67, с одним замыкающим (З) и одним размыкающим (Р) контактами, с прямым порядком замыкания контактов, с приводным элементом — толкатель с роликом с основным креплением, в климатическом исполнении У, категории размещения 2:

Выключатель ВПК 2111У2 ГОСТ 18147—72

Пример обозначения выключателя серии ВПК 3000 с резьбовым неуплотненным вводом проводов, со степенью защиты IP67, с одним замыкающим (З) и одним размыкающим (Р) контактами, с приводным элементом — рычаг с роликом, с комбинированным креплением, без фиксации положения контактов, в климатическом исполнении У, категории размещения 2:

Выключатель ВПК 3112У2 ГОСТ 18133—72

Требования к управляющим упорам рабочих механизмов

Общие для серий ВПК 1000, ВПК 2000, ВПК 3000

1. Управляющий упор рабочего механизма должен обеспечивать ход выключателя, указанный в табл. 12, 13.
2. Допускается дополнительный ход (пережим) выключателя управляющим упором в пределах, указанных в табл. 12, 13.
3. Выключатели с приводным элементом — толкатель — предназначены для работы с толкающим упором (рис. 8).

Движение упора должно осуществляться в направлении оси толкателя в пределах допустимых ходов, причем рабочая плоскость упора должна быть перпендикулярна направлению его движения.

Допускается работа при отклонении направления движения управляющего упора от оси толкателя на угол α не более 5°. При отклонении направления движения упора от оси толкателя на угол α от 5 до 15° гарантируемая механическая износостойкость снижается до 1 000 000 циклов.

Общие для серий ВПК 1000, ВПК 3000

4. Выключатели с приводным элементом — толкатель с роликом — предназначены для работы с проходными реверсивными, нереверсивными и непроходными упорами (рис. 9); при этом угол набегания упора α и угол сбегания β должны быть не более 40° при скорости движения упора до 0,25 *м/сек* и не более 20° при скорости свыше 0,25 *м/сек*.

Могут работать и с толкающим упором.

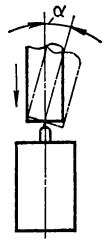


Рис. 8

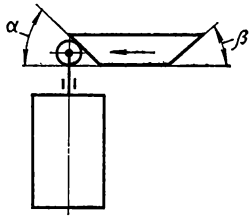


Рис. 9

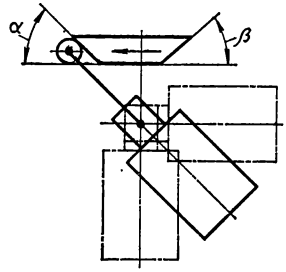


Рис. 10

5. Выключатели с приводным элементом — рычаг с роликом — предназначены для работы с проходными нереверсивными упорами (рис. 10 для ВПК 1000, рис. 11 для ВПК 3000), при этом угол набегания упора α должен быть 30° ±15° и угол сбегания β — не более 30°.

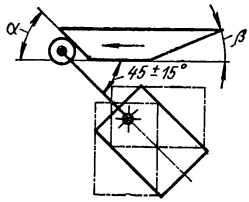


Рис. 11

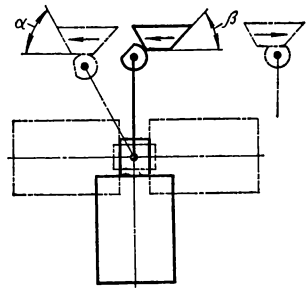


Рис. 12

Могут работать с непроходными и толкающими упорами.

Для серий ВПК 1000

6. Выключатели с селективным приводным элементом предназначены для работы с проходным реверсивным упором (рис. 12), при этом угол набегания упора α должен быть от 30° до 45°, а угол сбегания β — не более 20°.

Для серии ВПК 2000

7. Выключатель с приводным элементом — толкатель с роликом — предназначены для работы с проходным нереверсивным и толкающим упорами (рис. 13), при этом угол набегания упора α и угол сбегания β должны быть

не более 40° при скорости движения упора до 0,25 *м/сек* и не более 20° при скорости свыше 0,25 *м/сек*.

8. Выключатели с приводным элементом — рычаг с роликом — предназначены для работы с проходным нереверсивным упором (рис. 14), но могут работать и с непроходным реверсивным и толкающими упорами, при этом угол набегания упора α и угол сбегания β должны быть не более 40°.

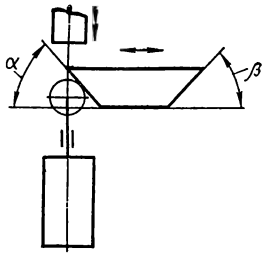


Рис. 13

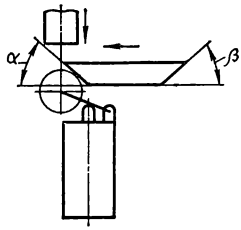


Рис. 14

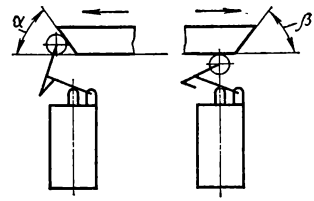


Рис. 15

9. Выключатели с селективным приводным элементом предназначены для работы с проходным реверсивным упором (рис. 15), но могут работать с проходным нереверсивным и с непроходным реверсивным упорами, при этом угол набегания упора α и угол сбегания β должны быть не более 40°.

Для серии ВПК 3000

10. Выключатели с селективным приводным элементом предназначены для работы с проходным реверсивным упором (рис. 16), при этом угол набегания упора α должен быть $45\pm5°$, а угол сбегания β — не более 25°.

11. Выключатели с фиксацией с V-образным рычагом и роликом на каждом плече предназначены для работы с проходным реверсивным упором, при этом угол набегания α и угол сбегания β должны быть равны $30\pm5°$ (рис. 17).

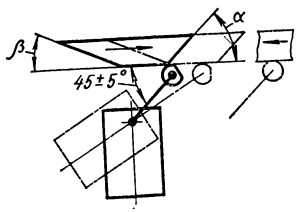


Рис. 16

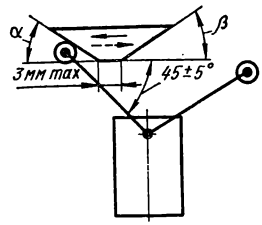


Рис. 17

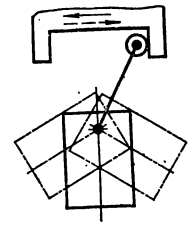
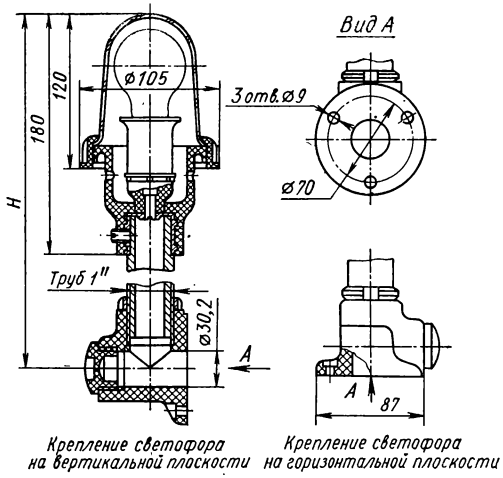


Рис. 18

12. Выключатели с фиксацией с приводным элементом — рычаг с роликом — предназначены для работы с двумя толкающими упорами разнесенными от приводного элемента на любое расстояние (рис. 18).

СВЕТОФОРЫ И КРОНШТЕЙНЫ МЕСТНОГО ОСВЕЩЕНИЯ

14. Светофоры (по нормали машиностроения МН 3516—62)

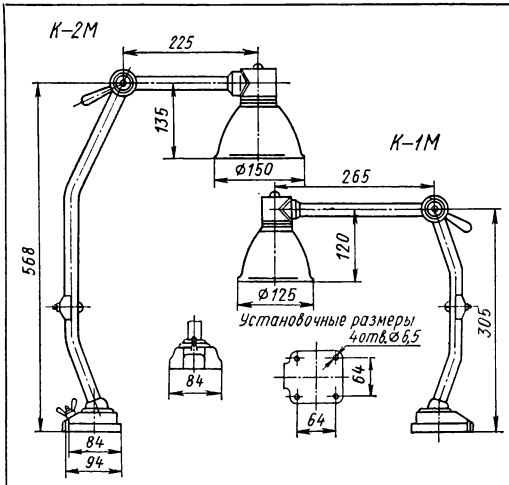


Шифр изделия [1]	*H* в *мм*	Масса в *кг*
СБ-250 СК-250 СЗ-250	250	2,35
СБ-400 СК-400 СЗ-400	400	2,7
СБ-630 СК-630 СЗ-630	630	3,3
СБ-1000 СК-1000 СЗ-1000	1000	4,2
СБ-1600 СК-1600 СЗ-1600	1600	5,7

[1] СБ — светофор с колпаком молочно-белого цвета;
СК — светофор с колпаком красного цвета;
СЗ — светофор с колпаком зеленого цвета.

Мощность лампы не более 25 *вт*.
Напряжение до 220 *в* переменного тока и до 110 *в* постоянного тока.
Пример обозначения светофора с *H* = 250 *мм* и колпаком молочно-белого цвета с металлическими деталями: *Светофор СБ-250 МН 3516—62*
То же, с пластмассовыми деталями: *Светофор СБ-250 П МН 3516—62*

15. Кронштейн местного освещения типа К-1М и К-2М
(по руководящим материалам Харьковского электроаппаратного завода)



Тип	К-1М	К-2М
Мощность электролампы в *вт*	50	100
Масса в *кг*	1,07	1,475

Угол поворота светильника на шарнире 150—180°.

Пример обозначения кронштейна освещения типа К-1М:
Кронштейн местного освещения типа К-1М.

Дополнительные источники

Машины электрические малой мощности. Установочные и присоединительные размеры. Конструкция и размеры мест крепления — ГОСТ 12126—71.

Крепительные фланцы электрических машин — ГОСТ 5014—63.

Машины электрические. Допуски на установочные и присоединительные размеры — ГОСТ 8592—71.

Двигатели трехфазные короткозамкнутые асинхронные серии Д мощностью от 0,25 до 15 *квт* — ГОСТ 14045—68.

Кнопки, кнопочные переключатели и кнопочные посты управления. Общие технические требования — ГОСТ 2492—70.

Выключатели путевые. Общие технические требования — ГОСТ 9601—68.

ПЕРЕЧЕНЬ ГОСТов, ОСТов и МН

В справочнике использованы ГОСТы, ОСТы и МН, действующие и утвержденные на 1 июля 1973 г.

ГОСТы

№ ГОСТа	Стр.	№ ГОСТа	Стр.	№ ГОСТа	Стр.
2.312—72	341	1491—72	307	3675—56	220—222;
5—52	497	1585—70	29		224; 225;
32—53	482	1642—50	482		228; 229
101—54	269	1643—56	149; 152;	3680—57	413
288—72	458; 493		153; 156	3781—53	483
333—71	43; 79; 81	1643—72	152	4060—60	76
355—67	520	1666—51	483	4252—48	93
356—68	521; 522	1707—51	482; 493; 507	4543—71	8; 399
380—71	8; 399; 444	1758—56	171; 172; 179;	4608—65	37
443—56	452; 483; 495		182—186	4638—69	500
494—69	397; 403	1779—72	500	4657—71	74; 75
499—70	330	1805—51	493	4784—65	330
503—71	413	1841—51	507	5006—55	147
520—71	43; 79; 93	1855—55	32; 37; 102;	5014—63	567
588—64	243; 246; 248;		523	5058—65	330; 399
	250; 252	1862—63	482	5147—69	120; 121
591—69	233; 234; 238	1898—48	458	5152—66	499; 500
592—68	250; 251	1978—43	25	5264—69	341
617—72	397; 402	2112—71	330	5304—54	482
831—62	43; 77	2144—66	217	5377—60	93
832—66	43; 79	2185—66	519	5380—50	93
859—66	330	2475—62	325—327	5496—67	407; 408
977—65	102	2479—65	544	5548—50	333
1013—49	482; 495	2492—70	567	5632—61	8; 330; 401
1033—51	482	2524—70	99; 103—105	5663—51	334
1050—60	8; 330; 349;	2689—54	237; 260; 314	5720—51	43
	378; 399	2771—57	349; 352	5721—57	72
1051—59	430—432;	2833—65	103—105;	5813—64	288
	441		113; 116	5915—70	33; 34
1139—58	96; 316; 317;	2893—54	70	5927—70	103—105
	322	3057—54	389; 391	5955—68	483
1255—67	442; 443	3128—70	146	6033—51	347; 510
1284—68	278; 279; 284	3129—70	94; 120	6111—52	37; 394; 397;
1303—56	116	3169—71	79; 81		418—420;
1435—54	349	3262—62	396; 398		430; 521;
1476—64	116	3325—55	62; 75		524; 527
1477—64	27	3478—68	79	6211—69	32; 398;
1479—64	103—105;	3575—47	406		521
	113	3635—54	92		

Продолжение

№ ГОСТа	Стр.	№ ГОСТа	Стр.	№ ГОСТа	Стр.
6286—60	404	8793—68	347	9833—61	448; 451; 527
6308—71	458	8794—68	312	9887—70	543
6357—52	398	8795—68	9; 10; 312	9894—61	523; 529
6402—70	33; 34; 98; 99; 103—105	8796—68	9; 347	9940—72	444
		8797—68	9; 347	9941—72	444
6411—52	514	8820—69	8; 9	10078—62	500
6418—67	458	8882—58	93	10227—62	452; 495
6467—69	497; 498	8900—58	550	10242—62	167
6540—68	520; 531—535	8908—58	10; 110	10299—68	329
6678—72	489—491	8946—59	415	10300—68	329
6794—53	452	8947—59	415	10304—70	330
6874—54	82	8948—59	415	10356—63	27; 29; 32; 260; 469
6904—70	500	8949—59	415		
6969—54	474; 478—481; 527	8950—59	415	10498—63	444
		8951—59	416	10549—63	110
6982—54	263	8952—59	416	10589—63	487
7227—58	106; 108; 304; 305; 307; 308; 310; 312; 314; 548	8953—59	416	10702—63	330
		8954—59	416	10748—64	510
		8955—59	417	10748—68	9; 110; 510
		8956—59	417	10947—64	230; 232; 233; 235; 238—240
7242—70	43; 70	8957—59	416		
7260—70	93	8958—59	416		
7293—70	116	8959—59	417	11068—64	401
7462—55	32; 37; 102	8960—59	417	11284—65	332
7634—56	92	8961—59	417	11521—65	31; 32
7761—55	115	8962—59	417	11522—65	92
7808—70	98; 99	8963—59	417	11523—65	92
7817—62	98	8966—59	413	11524—65	92
7872—56	82	8967—59	414	11525—65	26; 27
8318—57	405; 406	8968—59	414	11607—65	33; 36
8328—57	43; 73	8969—59	414	11608—65	92
8338—57	43; 68	8995—59	93	11609—65	92
8419—57	93	9041—59	469—471	11610—65	92
8448—61	452; 495	9150—59	96; 97; 430	11611—65	28—30
8545—57	71; 72; 92	9253—59	96; 102; 115; 430; 523	11625—65	21
8560—67	430—432; 441			11626—71	21
8592—71	21; 567	9369—66	229	11627—65	21
8725—67	92	9389—60	139; 349—352; 355; 360; 362; 368; 370; 378	11765—66	33; 34
8731—66	399; 400			11902—66	178; 229
8732—70	399; 400			11903—66	229
8734—58	395; 396; 399; 400; 420			11904—66	229
		9433—60	492	11905—66	229
8752—70	465—467	9466—60	341	11906—66	229
8786—68	97; 312	9467—60	341	12080—66	9
8787—68	97; 305; 307	9592—61	93	12081—66	10; 544
8788—68	304; 305; 307; 510	9601—68	567	12081—72	10
		9650—71	6; 7	12126—71	567
8789—68	9; 10; 133; 304; 305	9756—61	239	12208—66	310; 111
		9791—68	7; 115; 123; 310; 311; 330; 334; 335; 340; 341; 378; 404; 529	12289—66	229
8790—68	304; 306; 307			12638—67	337
8791—68	8; 347			12639—67	337
8792—68	347			12640—67	337

Продолжение

№ ГОСТа	Стр.	№ ГОСТа	Стр.	№ ГОСТа	Стр.
12641—67	338; 339	13940—68	133	16028—70	543
12642—67	338; 339	13954—68—	444	16029—70	543
12643—67	338; 339	13977—68		16039—70—	444
12644—67	337; 340	14045—68	567	16078—70	
12827—67	442; 443	14063—68	520	16118—70	392
12853—67	521	14065—68	543	16162—70	519
12920—67	332	14084—68	113; 114	16202—70	149
13014—67	92	14085—68	330	16502—70	229
13165—71	378	14255—69	560	16514—70	543
13218.1—	92	14481—73	444	16516—70	520
13218.11—67		14623—69	8	16517—70	543
13219.1—	92	14797—69	331	16532—70	229
13219.17—67		14798—69	331	16684—71—	444
13225—71	21	14801—69	331	16693—71	
13226—71	21	14802—69	331; 332	17383—72	264; 276
13227—71	21	14803—69	331; 333	17411—72	543
13552—68	253—255; 257	14838—69	330	17347—72	543
		14896—69	482	17696—72	229
13563—68	507; 510	14955—69	333	17752—72	543
13576—68	256	14963—69	349; 352; 389	18133—72	556; 563
13754—68	148; 183	15150—69	562	18134—72	556; 563
13755—68	148; 163; 167	15527—70	330	18147—72	556; 563
13766—68	349; 360; 362	15608—70	527; 529; 535	18460—73	543
13767—68	349; 362; 365	15620—70	144	18475—73	444
13768—68	349; 365; 367	15621—70	144	18482—73	444
13770—68	349; 368; 370	15622—70	144; 145		
13771—68	349; 370; 373	15763—70—	444		
13772—68	349; 373; 375	15804—70			
13775—68	349; 375; 377	16026—70	543		
13859—68	544; 548	16027—70	523		

ОСТы

№ ОСТа	Стр.	№ ОСТа	Стр.	№ ОСТа	Стр.
1010	137; 238; 308; 314; 315; 430	НКМ 1016	317	1024	61; 237; 260; 314
		НКМ 1021	61; 75		
НКМ 1011	61	1022	61; 64; 76	1025	237; 262; 315
1012	61; 76	1023	61; 239	НКМ 1027	61; 237
1013	239; 317			26003	88; 90

Продолжение

МН

№ МН	Стр.	№ МН	Стр.	№ МН	Стр.
3—61	129; 133; 134; 137—139	2324—61	428	2701—61	116
		2325—61	428	2726—61	98—100
73—64	403; 404	2326—61	429	2728—61	147
181—61	460	2327—61	421; 430	2901—61	147
372—60	308; 309	2328—61	422; 431	2902—61	147
1067—60	94; 95	2329—61	422; 431	3451—62	538
1068—60	96; 97	2330—61	423	3452—62	536; 539
1069—60	95; 96	2331—61	423	3453—62	536; 539
2096—64	102; 105; 110; 111	2332—61	424; 433	3516—62	566
		2333—61	424; 433	4449—63—	229
2252—61	543	2334—61	425; 434	4478—63	
2253—61	543	2335—61	425; 434; 435	4650—63	523
2254—61	543	2336—61	426; 435	5396—64	494
2255—61	525—527	2337—61	427; 436	5652—65	472; 473
2313—61	421	2338—61	428; 437	5654—65	147; 476; 477
2314—61	422	2339—61	428; 437	5655—65	475; 476
2315—61	422	2340—61	429; 438; 439	5656—65	147
2316—61	423	2341—61	421—429; 440	5657—65	147
2317—61	423			5658—65	147
2318—61	424	2342—61	421	5659—65	147
2319—61	424	2343—61	421—429; 440	5660—65	147
2320—61	425			5661—65	147
2321—61	425	2344—61	423; 441	5662—65	147
2322—61	426	2414—61	421	5663—65	147;
2323—61	427	2415—61	441	5665—65	147
		2421—61	423	5809—65	147

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

Б

Болт конусный 300
— — с зазором 300
— — точеный 299
Болтовые соединения прочно-плотные 301, 302
Болты клеммовых соединений 300, 304
— — с метрической резьбой — Нагрузки допускаемые постоянные 299
— — с поперечной нагрузкой 304
— — с эксцентричной нагрузкой 304

В

Валы — Выбор шпонок 313
— Концы конические 10
— Концы цилиндрические 9
— Напряжения допускаемые 11
— Определение диаметра из расчета на усталость 17
— Определение изгибающих моментов 16
— Определение крутящего момента 13
— Определение нагрузок 13
— Определение реакций опор 16
— Пример расчета 18—20
— Расчет на жесткость 12
— Расчет на прочность 10
— Характерные случаи нагружения 16
Винты грузовые — Расчет 289—291
— — ходовые — Расчет 291—294
Вкладыши подшипников скольжения — Размеры конструктивные 24; — Фиксация в корпусе 30
— — чугунные для разъемных корпусов 28—30
Влагоотделители 539—541
Воротники уплотнительные—См. *Манжеты*
Втулки гладкие подшипников скольжения 25
— — чугунные для корпусов 26, 27
Выключатели путевые контактные 556—565

Г

Гайки для соединений труб с развальцовкой 441
— — накидные для соединений труб с развальцовкой 440

Д

Давление на валы ременных передач 274, 275
— — рабочее внутреннее для бесшовных холоднотянутых труб 394, 395
— — удельное допускаемое для грузовых винтов 292
— — удельное допускаемое на зуб храпового колеса 297
Длина общей нормали для зубчатых колес 158
Домкрат — Пример расчета 293
Допуски на изготовление зубчатых реек 165, 166
— — конических зубчатых колес 171—176
— — зуба звездочки 260
— — прямозубых и узких косозубых цилиндрических колес 152—154
— — реечных передач 166
— — червячных передач 220—225
— — шлицевых соединений 317—321, 325
— — шпоночных соединений 314, 315
Долговечность подшипника — Расчет 45

З

Заклепки нормальной точности 329—331 — Материал и покрытия 330; — Размеры 329; — Состояние поставки 331
— — повышенной точности 332—335; — Материал и покрытие 333; — Подбор длин 334; — Размеры 332; — Состояние поставки 335
— — полупустотелые 338, 339
— — пустотелые 337
Зацепление зубчатое — Основные элементы 148—150; — Контур исходный 148, 149; — Термины 150
— — храповое 295—297
Звездочки для приводных цепей — Зубья и венец в поперечном сечении 236
— Отклонения предельные на размеры зуба 237
— Пример выполнения чертежа венца 238
— Расчет и построение профиля зубьев 234—237
— Расчет и построение профиля инструмента для нарезания 240
— Технические требования 240
Звездочки для приводных зубчатых цепей — Допуски на размеры зуба 260
— Параметры 258
— Построение профиля зубьев 256—262
Звездочки для тяговых пластинчатых цепей — Отклонения основных размеров 252
— Построение венца в поперечном сечении 252
— Построение профиля инструмента 253
— Расчет и построение профиля 250, 251
Зубья — Отклонение толщины по постоянной хорде при контроле на базе наружного цилиндра 161
— Толщина по длине общей нормали 155
— Толщина по постоянной хорде для не корригированных колес 160

И

Инволюта — Значения 195—202

К

Канавки маслооткачивающие 461
— — маслоотражательные 464
— — под кольца уплотнительные 454—457
— — упорных подшипников 38
Классы пружин 348
— — точности подшипников качения 43 — Выбор для шпинделей 43; 44; — Распространение на виды подшипников 43, 44
Кнопки управления 551
Кнопочные станции 552
Колеса зубчатые — Измерение толщины зуба по длине общей нормали 155—160
— Измерение толщины зуба по постоянной хорде 160—161
— Расчет на прочность 187—191
Колеса зубчатые бандажированные 163
— — литые 162
— — конические — Конструкция 182; — Корригирование 207; — Примеры выполнения элементов зацепления на рабочих чертежах 183—186; — Технические требования 181
— — косозубые — Корригирование 194
— — пластмассовые 164
— — цилиндрические — Конструкция 162—164; — Примеры выполнения чертежа зубчатого венца 163, 164
— — цилиндрические некорригированные косозубые 155—160
— — — прямозубые 151—155; — Корригирование высотное 191 и угловое 192

— — — прямозубые с внутренним зацеплением — Определение размера зуба по роликам 151
Колеса червячные — Конструкция 225
— Нормы точности 222—224
— Основные параметры и размеры 210
Кольца маслоотражательные 464
— — резиновые круглого сечения для уплотнения гидравлических устройств 448—458; — Канавки 454—457; — Канавки со скосом 453; — Отклонения допускаемые уплотняемых диаметров 452; — Пресс-формы 453; — Размеры 449—451; — Рекомендации по применению 448; 453; — Физико-механические показатели резины 451; — Шайбы защитные 457
— — сальниковые войлочные 459—461
— — уплотнительные резиновые прямоугольного сечения для гидравлических устройств 494, 495
— — уплотнительные для соединений труб с развальцовкой 441
Контргайки для трубопроводов 414
Корпусы подшипников качения разъемные 88—90
— — фланцевые 91, 92
Корпусы подшипников скольжения — Области применения 37; — Технические требования 37
— — неразъемные 31, 32
— — разъемные 34—36
Корригирование зубчатого зацепления 191—207
Коэффициент для определения эквивалентного числа зубьев косозубых колес 159
— — полезного действия для плоскоременных передач 276
Коэффициенты для определения условной нагрузки при выборе подшипников качения 47
Краны управления 539, 542
Кронштейн местного освещения 566
Крышки — Крепление 301
Крюк грузовой — Расчет 298

М

Манжеты резиновые армированные для валов 465—468
— — уплотнительные резиновые для гидравлических устройств 478—481
— — уплотнительные резиновые уменьшенного сечения для гидравлических устройств 481—489
— — уплотнительные резиновые для пневматических устройств 489—494
Маслораспылитель 539, 541
Муфты воздухоподводящие для пневматических устройств 539
— — короткие прямые для трубопроводов 413
Муфты обгонные роликовые 129—141; — Классификация 129, 130; — Конструкция и размеры 132—139; — Технические данные 140; — Расчет геометрических параметров 142
Муфты постоянные 94—123
— — втулочные со шлицами 95, 96
— — втулочные со шпонками 96, 97
— — втулочные со штифтами 94, 95
— — кулачково-дисковые 116—118
— — с промежуточной призматической деталью 119
— — упругие втулочно-пальцевые 102—112
— — упругие со звездочкой 113—115
— — фланцевые открытые 98, 102
— — шарнирные 120—123
Муфты предохранительные 141—147
— — втулочные со срезным штифтом 141
— — дисковые со срезным штифтом 142
— — кулачковые 144, 145
— — пружинно-кулачковые 143
— — фрикционные 144, 145
— — шариковые 144, 145
Муфты с V-образным мелким зубом 127
— — сцепные кулачковые 123—126
— — трения 128, 129

Н

Набивки сальниковые 499, 400
Нагрузка на опоры — Расчетные схемы 44
— — на подшипники — Виды 45
— — постоянная допускаемая для болтов с метрической резьбой 299
— — статическая допускаемая для корпусов подшипников скольжения 37
— — условная для подшипников 45; — Значения коэффициентов 47; — Формулы для определения 53, 54
— — эквивалентная — Пример определения для подшипника, работающего в переменном режиме 52
Напряжения допускаемые в заклепочных соединениях 336
— — для зубьев колес 190, 191
— — для зубьев червячных колес 227
— — для сварных соединений 345, 346
— — для стальных валов 11
— — контактные для колеса и червяка 227
— — на смятие боковых поверхностей зубьев шлицевых соединений 328
Натяги рекомендуемые для стальных бандажей зубчатых колес и чугунных центров 163
Ниппели для трубопроводов 414
— — для соединений труб с развальцовкой 446

О

Оси — конструкции, размеры 6,7; — Расчет 8; — Технические требования 8; — Типы 6, 7
Отклонения предельные размеров шпонок и пазов 315
— — шлицевых соединений 318—321

П

Параметры пружин винтовых цилиндрических сжатия и растяжения I класса разряда 1 360—362
— — I класса разряда 2 362—365
— — I класса разряда 3 365—367
— — II класса разряда 1 368—370
— — II класса разряда 2 370—373
— — II класса разряда 3 373—375
— — III класса разряда 2 375—377
Пластины для тяговых цепей 247, 248
Передача клиноременная полуперекрестная 288
— — с вертикальными валами 288
— — с натяжным приспособлением 287; — Технические требования 288
Передачи винтовые 289—294 — Расчет грузовых винтов 291—294; — Расчет ходовых винтов 289—291
Передачи зубчатые 148 — Корригирование 191—207; — Область применения в зависимости от степени точности колес 152; — Пример расчета при высотном корригировании 194
— — винтовые 160
Передачи зубчатые конические 167—186; — Допуски на изготовление колес 171—176; — Обозначение и термины 167
— — прямозубые 168
— — с круговым зубом 176—179; — Пример расчета 179—181

— — прямозубые некорригированные — Расчет 168—170
Передачи зубчатые цилиндрические 151—164
— Допуски 152—154
— Расчет внешнего зацепления 151
— Расчет внутреннего прямозубого зацепления 151
Передачи клиноременные 278—288
— Основные виды 287, 288
— Расчет 283—287
— Ремни 278—280
— Шкивы 281, 282
Передачи реечные 165—167; — Допуски 165, 166; — Пример выполнения чертежа зубчатой части рейки 167
Передачи ременные 261—288
— — быстроходные 271—274
— — плоские 261—278; — Давление на валы 274, 275; — Шкивы 276, 277
— — с клиновыми ремнями 278—288
— — с тканевыми прорезиненными ремнями 269—270
— — с хлопчато-бумажными цельнотканы-ми ремнями 262—268; — Допускаемые удельные окружные усилия 266; — Расчет 263—265; — Ремни 262
Передачи червячные 207—229
— Допуски на изготовление 220—225
— Нормы точности монтажа 224, 225
— Примеры выполнения элементов зацепления на рабочих чертежах 228
— Определения 207
— Основные параметры 212—217
— Расчет геометрический 218, 219
— Расчет на прочность 225—227
— Расчетные формулы 208
Передачи цепные 230—262
— Звездочки 233—236, 250—252, 256—258; См. также *Звездочки*
— Расчет 243
— Условия применения 241—243
— Цепи 230—232, 243—248, 253, 254; См. также *Цепи*
Переключатели пакетные 553
Переключатели путевые 554, 555
Подшипники качения 40
— Выбор 44
— Выбор на статическую нагрузку 55
— Выбор по таблице условных нагрузок 55—60
— Выбор при работе с переменными нагрузкой и числом оборотов 51, 52
— Значение $(nh)^{0/3}$ 48, 49
— Корпусы 88—92
— Нагрузка условная 45, 46
— Посадки 60—68
— Примеры конструкций узлов 84—87
— Расчет долговечности 45
Подшипники качения игольчатые роликовые — Характеристика 42; — Размеры 74—76
— — конические роликовые — Характеристика 42; — Размеры 79—81
— — радиальные однорядные шариковые — Характеристика 40; — Пример выбора 46; — Размеры 68, 69
— — радиальные с короткими цилиндрическими роликами — Характеристика 40; — Размеры 73, 74
— — радиально-упорные — Формулы для определения условных радиальных нагрузок 53, 54; — Выбор 50, 51
— — радиально-упорные шариковые — Характеристика 41 42; — Размеры 77—79
— — радиальные сферические двухрядны роликовые — Характеристика 41; — Размеры 72
— — радиальные сферические шариковые — Характеристика 41; — Размеры 71, 72
— — с витыми роликами — Характеристика 42
— — упорные — Выбор 51
— — упорные шариковые — Характеристика 42, 43; — Размеры 82, 83
— — шариковые радиальные однорядные с защитными шайбами 70
Подшипники скольжения — Виды трения 22
— Коэффициент трения 23
— Профиль и размеры канавок 27
— Расчет приближенный радиального подшипника 22
— Режимы работы допустимые 23
— p и pv допускаемые для предварительного расчета 23
Подшипники скольжения из древесны пластиков 38
— — капроновые 40
— — полиамидные 39
— — текстолитовые 39
— — упорные — Расчет 37, 38
Посадки для подшипников качения 60—68
— Виды нагружения колец 62, 63
— Выбор 62
— Классификация 60, 61
— Обозначения 60
— Примеры выбора 66, 67
Посадки для игольчатых подшипников 64
— — для радиальных шарико- и роликоподшипников 64
— — для радиально-упорных шарико- и роликоподшипников 64
— — для упорных подшипников 65
Проволока пружинная из кремнисто марганцевой бронзы 352
— — легированная 352
— — стальная углеродистая 351
Прокладки для уплотнений — Материал 445
Проходы условные арматуры, соединительных частей и трубопроводов 520
— — гидравлических и пневматических систем 520
Пружины 348—392
— Выносливость 348
— Классы 348
— Конструкция 379, 380
— Материал 350—352
— Параметры 360—377
— Разряды 349
— Расчет 353—359
— Стойкость 348
Пружины кручения из круглой проволоки 381—384
— — пластинчатые изгиба 384, 385
— — плоские спиральные 386—389
— — сжатия для станочных приспособлений 378
— — тарельчатые 389—392
— — цилиндрические винтовые сжатия и растяжения 348—380
Пята кольцевая — Расчет 38
— — плоская — Расчет 37

Р

Расстояние межосевое для зубчатых передач 151
— — для ременной передачи 263
— — для цепной передачи 242
Регуляторы давления 543
Редукторы цилиндрические горизонтальные двухступенчатые общего назначения 501—507
— — червячные общего назначения 507—515

Режимы работы подшипников скольжения допустимые 23
Резьбы присоединительные трубопроводов гидравлических и пневматических систем 521
Ремни приводные клиновые 278—280
— — плоские станочные — Сроки службы 276
— — плоские тканевые прорезиненные 269
— — хлопчатобумажные цельнотканые пропитанные 262
Рейки зубчатые — Допуски на изготовление 165
— Расчет 165
Рукава высокого давления с заделками 403
— — резино-тканевые с заделками 405—407

С

Светофоры 566
Сгоны для трубопроводов 414
Скорость окружная зубчатых колес в зависимости от их точности 148
Соединительные части (фитинги) для гидроприводов 418—420
Соединения болтовые прочноплотные 301
— — винтовые 298—304; — Напряженные 299; — Ненапряженные 298; — С поперечной нагрузкой 299
— — заклепочные 329—341; — Основные параметры 335; — Расчет 336
— — клеммовые 300, 301
— — неподвижные — Уплотнение 445—458
— — неразъемные для рукавов 409
— — разъемные для рукавов 409—412
— — подвижные — Уплотнение 458—500
— — резьбовые — Уплотнение 446
— — сварные 341—347; — Напряжения допускаемые 345, 346; — Примеры расчета на прочность 346, 347; — Расчет на прочность 341—345; — Швы 341; — Электроды 341
Соединения с развальцовкой — Рекомендуемые размеры труб 420; — Развальцовка конца трубы 421
— — тройниковые ввертные переходные 425
— — тройниковые ввертные переходные несимметричные 427
— — тройниковые ввертные проходные 425
— — тройниковые ввертные проходные несимметричные 426
— — тройниковые переходные 429
— — тройниковые переходные несимметричные 428
— — тройниковые проходные 428
— — угловые ввертные 424
— — угловые проходные 424
— — штуцерные ввертные 421
— — штуцерные концевые 423
— — штуцерные переборочные 423
— — штуцерные переходные 422
Соединения шлицевые 316—328
— — прямобочные — Допуски и посадки 317—322; — Выполнение рабочих чертежей 322; — Обозначения условные 322; — Размеры 316, 317
— — треугольные 323—328; — Допуски 325; — Напряжения допускаемые на смятие боковых поверхностей зубьев 328; — Номинальные размеры между проволочками и по проволочкам 326; — Размеры основные 324; — Расчет на прочность 327, 328; — Формулы для определения элементов соединения 325
Соединения шпоночные 304—315; — Допуски и посадки 314, 315
Стыки — Крепление 302; — Форма кольцевая 303

Т

Таблица уловных нагрузок для выбора подшипников качения 56—59
Тройники ввертные переходные 434
— — ввертные переходные несимметричные 436
— — высокого давления для гидроприводов 420
— — переходные несимметричные 437
— — проходные 437
— — ввертные проходные несимметричные 435
— — переходные 438, 439
Трубки гибкие из пластиката 408
— — технические резиновые 407, 408
Трубопроводы — Давления условные, пробные и рабочие для арматуры и соединительных частей 521
— Диаметр внутренний. Монтаж 393
— Соединения с развальцовкой трубы $p_y = 64$ *кГ/см²* 420—441
— Части соединительные из ковкого чугуна 415—417
— Части соединительные стальные 413, 414
Трубы — Марки сталей и механические свойства 400
— Радиусы изгиба 396, 397
— Уплотнения 446
Трубы из нержавеющей стали 401
— — латунные 403
— — медные 402
— — стальные бесшовные 399
— — стальные водогазопроводные 398
— — холоднотянутые — Давление внутреннее рабочее 394, 395

У

Угольники для соединений труб с развальцовкой ввертные 433
— — проходные 433
— — высокого давления для гидроприводов 419
Узлы подшипниковые — Примеры конструкций 84—87
Уплотнения многорядные шевронные полиамидные для гидравлических устройств 471—474
— — резино-тканевые 469—471
Уплотнения для труб 446
— — капавочные 461
— — комбинированные 465
— — лабиринтные 462
Устройства гидравлические — Проходы условные 520
— Резьбы трубопроводов присоединительные 521
Устройства пневматические — Аппаратура 539, 540
— Муфты воздухоподводящие 539
— Расходы сжатого воздуха или жидкости 521, 522
— Цилиндры 527—538
Устройства разгрузочные в винтовых соединениях 300
— — уплотнительные 445—550

Ф

Фильтры пластинчатые с резьбовым присоединением 523
— — щелевые на давление до 160 кГ/см² 523, 524
Фланцы стальные плоские приварные 422—444
Функции inv α_x 195—202
Футорки для гидроприводов 418

Х

Хомут для шланга 412
Храповики — Виды 295, 296; — Расчет 296, 297
— — мелкомодульные 295
— — остановочные 296
— — переключения 295

Ц

Цепи приводные — Глубина диффузионного слоя деталей 232
— Расчет и построения профиля зубьев звездочек 233—235
— Суммарный зазор между наружными и внутренними пластинами 233
— Твердость деталей 232
— Технические требования 232, 233
Цепи приводные втулочные 232
— — зубчатые 253—255; — Параметры и размеры 254; — Технические требования 255
— — роликовые двухрядные 231
— — роликовые однорядные — Размеры 230, 231
Цепи тяговые втулочные 244
— — втулочно-роликовые 245, 246
— — пластинчатые 243—249; — Расчет и построение профиля звездочки 250; — Технические требования 249; — Типы пластин 247, 248
Цилиндры гидравлические на рабочее давление до 100 *кГ/см²* 525
— — гидравлические и пневматические — Давления номинальные 520; — Ряды диаметров 520; — Ряды хода поршня 520
Цилиндры пневматические — Основные параметры 520
— — вращающиеся одинарные 537; — Сдвоенные 538
— — на давление 10 *кГ/см²* 527, 528
— — с креплением на лапах 532
— — с креплением на проушине 534
— — с креплением на удлиненных стяжках 530, 531
— — с креплением на фланцах 533
— — с креплением на цапфах 535

Ш

Шайбы защитные 463
— — для колец уплотнительных 457
Швы сварных соединений 341
Шнур уплотнительный резиновый круглого и прямоугольного сечения 497, 498
Шкивы для клиноременных передач 281—282
— — для плоских приводных ремней 276
Шпонки — Выбор для ступенчатых валов 313; — Расчет 313
— — призматические 305; — Размеры сечений и пазов 304; — Расчет 313
— — призматические направляющие 306, 307
— — призматические сборные скользящие 310, 311
— — призматические скользящие 308, 309
— — сегментные 312; — Расчет 314
— — торцовые — Расчет 314
— — цилиндрические — Расчет 314
Штифты закрепительные для втулок подшипников скольжения 27
Штуцеры для соединений труб с развальцовкой ввертные 430
— — концевые 432
— — переборочные 432
— — переходные 431
— — проходные 431

Э

Электродвигатели с короткозамкнутым ротором 550
— — серии А2 545, 546
— — серии АО2 (АОЛ2) 547—549
Электроды для сварки сталей 341

Chipmaker.ru

ПОПРАВКИ

1. Стр. 54. Вариант 9 относится к схеме варианта 8
2. Стр. 60. Посадки для подшипников качения см. изменения в ИУС № 7 за 1973 г.
3. Стр. 126. В табл. 13, 1-я графа слева, 2-я строка снизу должно быть: Степень вероятности включения муфты
4. Стр. 136. В табл. 17 для муфты $D = 50$ в графе D_3 вместо 40 должно быть 49.
5. Стр. 299. В табл. 1 для резьбы диаметром 8 *мм* нагрузка A вместо 500 должна быть 220 *кГ*.

2 р. 39 к.

«МАШИНОСТРОЕНИЕ»